Proyectar es fácil





Mecánica

ediciones AFHA

Proyectar es fácil

Método ideado para aprender dibujo técnico por sí mismo

Proyectar es fácil

tomo I

Mecánica



El método de dibujo técnico comprende los siguientes títulos:

proyectar es fácil - dibujo técnico (tres tomos)

proyectar es fácil - proyectista en mecánica (tres tomos)

proyectar es fácil - proyectista en construcción (tres tomos)

© Ediciones AFHA Internacional, S. A.
C/. Maestro Nicolau, 4 Barcelona (6)
Novena edición: Abril 1974
N.° Registro: 4474-63
Depósito Legal: B. 18248-1973 (IV)
ISBN 84-201-0278-4 Obra completa
ISBN 84-201-0035-8 Tomo 4
Impreso en España
Printed in Spain
Impreso por EMOGRAPH, S. A.
Almirante Oquendo, 1-9 Barcelona (5)

prólogo

Este libro es el primero de los tres volúmenes destinados a la formación autodidacta de proyectistas en mecánica dentro de la colección PROYECTAR ES FÁCIL. Encontrará en ellos el estudio morfológico y analítico de aquellas piezas mecánicas que mayormente pueden interesar al delineante proyectista que forma parte de la oficina técnica de cualquier empresa dedicada a la mecánica.

Observe que hemos hablado de un estudio con doble vertiente: un estudio morfológico —cuya finalidad es dar a conocer la forma y funciones de cada pieza descrita, derivando de este conocimiento la representación plana de la misma— y un estudio analítico, que tiene por objeto conocer las fórmulas que proporcionan las dimensiones de cada cota de una pieza, atendiendo al esfuerzo a que se verá sometida en el conjunto funcional del que debe formar parte.

Creemos sinceramente que el estudio descriptivo de los distintos elementos de máquinas que aparecen en estas páginas no puede ofrecer la menor dificultad, dado que se supone al lector impuesto de los conocimientos propios del delineante de segunda, adquiridos con anterioridad —bien por haber estudiado los tres volúmenes de «Dibujo técnico» de nuestra colección, bien por otros conductos— y que le capacitan para interpretar cuantos gráficos apoyan nuestras explicaciones. La observación de los dibujos que ilustran estas lecciones es imprescindible para sacar de ellas un rendimiento óptimo. No debe olvidarse que nuestra enseñanza requiere su participación activa, a la cual le forzamos gracias a la colaboración de la parte visual de nuestra obra.

En cuanto al estudio analítico de las piezas descritas, debemos confesar que ha sido motivo de profunda preocupación por parte de los autores, empeñados en ofrecer al delineante un sistema capaz de ponerlo al nivel de un auténtico proyectista, sin necesidad de suponer en él una formación matemática superior a la normal exigible en todo delineante.

Solucionar de una manera eficiente las cuestiones que se derivan del cálculo de piezas mecánicas lleva el peligro de rozar o de adentrarse en el terreno de las matemáticas superiores, que si es propio del ingeniero, resulta temerario presumir una formación similar en el delineante. Los autores de este tratado han considerado que la solución más eficaz desde un punto de vista práctico era dar a conocer las fórmulas básicas del cálculo de cada pieza estudiada —ofreciendo con ello la posibilidad de localizarlas en el momento oportuno— e ir a soluciones concretas mediante tablas de cálculo que, en definitiva, es lo que se hace —para casos normales— en la práctica profesional.

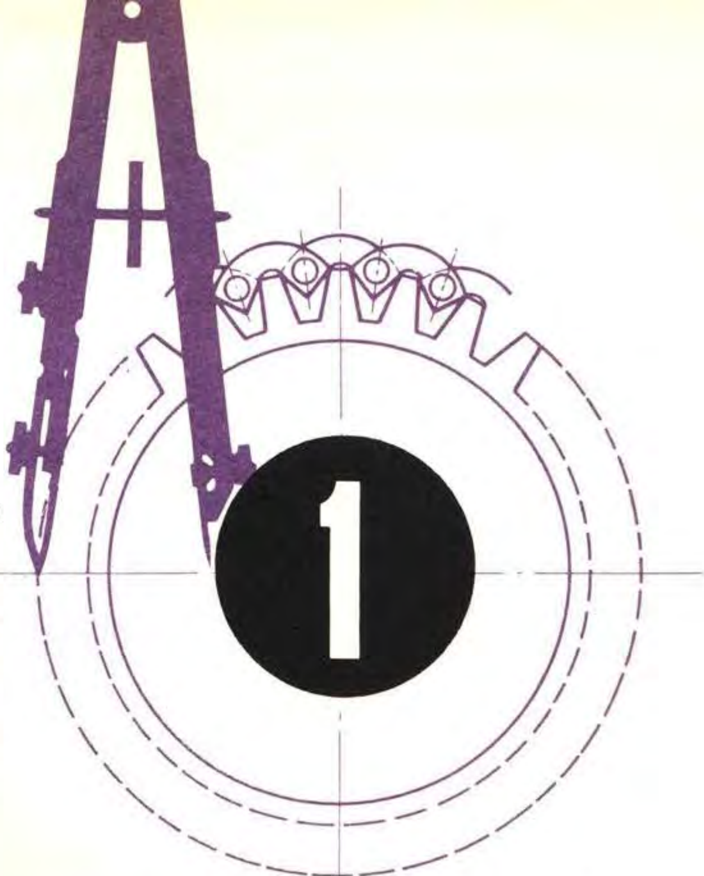
Si bien la temática fundamental de estos libros es el estudio descriptivo y analítico de los elementos de máquinas, la formación del proyectista requiere la introducción a otros conocimientos de positivo interés. En nuestras lecciones se han estructurado unos capítulos que bajo la denominación de «Técnica Industrial» y «Ampliación de Física para Proyectistas», reúnen lo que se ha considerado necesario enseñar sobre procesos de mecanización y cálculo de vigas. Con unas pocas pinceladas, intentamos poner al delineante sobre la pista del cálculo de perfiles laminados, como útil complemento a su capacitación.

Nuestra intención, téngalo muy en cuenta, no es forzar su memoria, sino darle el concepto de las cosas, ponerle en condiciones de que, una vez inmerso en el ambiente profesional, pueda hacer que este concepto adquirido evolucione hacia la completa capacitación en la especialidad para la cual se le requiere profesionalmente, y en la que se le estimará, por encima de todo, por su facilidad de adaptación y posterior rendimiento en el trabajo.

LOS EDITORES

índice

DM | 16
DG |



Proyectar es fácil

AFHA

MECANICA

Lección 1
ELEMENTOS DE MAQUINAS

Elementos de fijación
Concepto, generalidades y clasificación

Lección 1
TECNICA INDUSTRIAL

El hierro y los aceros

Lección 1
PRACTICAS DE DIBUJO

Dibujo de una llave fija
Proyección de un tornillo rosca Whitworth

Lección 1
AMPLIACION DE FISICA

Mécanica
Sistemas y composición de fuerzas

ELEMENTOS de MAQUINAS 1

ELEMENTOS DE FIJACION - TORNILLOS
CONCEPTOS, GENERALIDADES Y CLASIFICACION
DESIGNACION DEL TIPO DE TORNILLO
TIPOS MAS USUALES DE ROSCAS

CONCEPTOS GENERALES

Puede decirse que no hay máquina de una sola pieza. La máquina más simple que se conoce (la palanca) consta ya de más de una pieza; concretamente de dos: brazo de la palanca y punto de apoyo. Esta pluralidad de piezas forzosamente debe llevar consigo el problema de su unión para que el conjunto forme un todo rígido o articulado. Las máquinas o estructuras metálicas están formadas por piezas unidas entre sí por uno de estos tres sistemas básicos:

a) Por medio de *tornillos*.

b) Por medio de *roblones o remaches*.

c) Mediante *soldaduras*.

Existen otros procedimientos de unión, pero de utilidad mucho más restringida. De todos ellos hablaremos extensamente en estas lecciones, dedicando la de hoy al estudio de los tornillos.

Cada uno de los procedimientos de unión citados tiene sus ventajas e inconvenientes, y por lo tanto su aplicación dependerá de las características y utilidad del conjunto a construir.

La ventaja principal de los tornillos estriba en la facilidad con que puede desmontarse una estructura unida por este procedimiento. Ello hace que las reparaciones, modificaciones y traslados puedan hacerse sin necesidad de romper nada, cosa que no ocurre, por ejemplo, cuando debe desmontarse una estructura unida con roblones o soldaduras, en cuyo caso no hay más remedio que echar a perder las distintas piezas a desmontar. Las uniones con tornillos permiten aprovechar todas las piezas, puesto que sólo es necesario desatornillar lo que antes se ha atornillado.

¿Qué es un tornillo?... Me parece que no hay nadie en el mundo civilizado que no esté en condiciones de decir con mayor o menor exactitud lo que es un tornillo. Pero nosotros vamos a enfocar esta definición desde un punto de vista teórico. Veamos cómo se engendra un tornillo.

Para explicar el origen de un tornillo, suponemos un cilindro C y un triángulo rectángulo capaz de enrollarse en el cilindro. Cuando este proceso de enrollamiento se produce como demuestra la figura, el borde *m* del triángulo nos quedará *roscado* alrededor del cilindro al que llamaremos *núcleo*. Hemos conseguido un tornillo teórico.

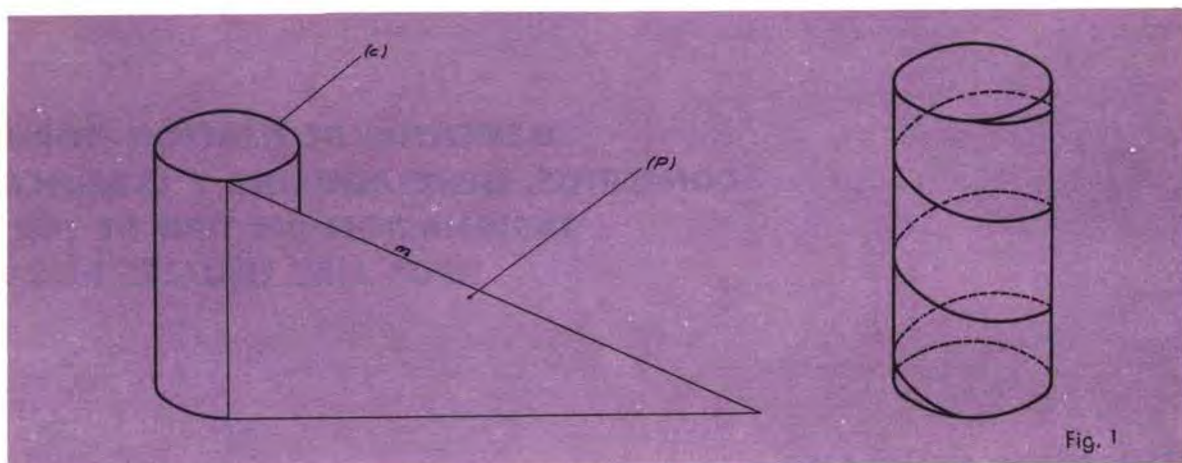


Fig. 1

Este supuesto es el que figura en todos los tratados que llevan escrito algo sobre tornillos. Pero nosotros vamos a hacernos otra suposición engendrando un cilindro con elementos que nos den una idea más clara de las particularidades que deberemos tener en cuenta para determinar un tornillo.

Vamos a tomar el mismo cilindro C y un cordel D. Enrollamos este cordel a todo lo largo del cilindro que hemos quedado en llamar núcleo. Lo hacemos como demuestra la figura y el resultado es un tornillo.

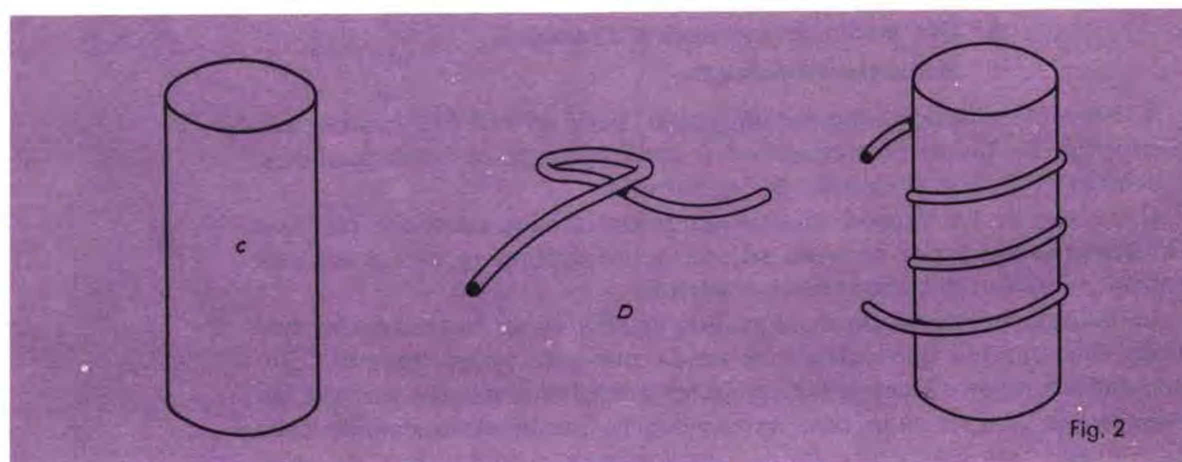


Fig. 2

Demos un paso más, esforzando de nuevo nuestra imaginación, y consideremos que el cordel empleado es de acero, lo mismo que el núcleo, y que al enrollarse (roscarse) alrededor de él queda formando parte de su misma estructura, formando una sola pieza. Si añadimos una cabeza en la parte superior del espárrago roscado, tendremos un tornillo real, vulgar y corriente como el que aparece en la figura 3.

Estudie con atención esta figura, porque éstos son los elementos que intervendrán en todos los cálculos sobre tornillos.

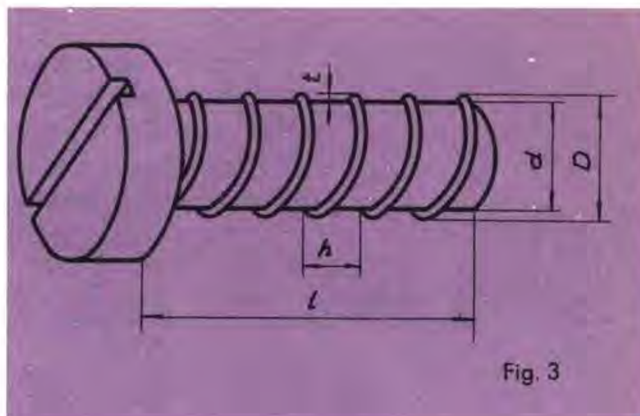


Fig. 3

En esta figura puede apreciarse que en todo tornillo existen dos diámetros distintos: el diámetro D, que es el diámetro total del tornillo, y el diámetro *d*, que es el del primitivo núcleo. Al diámetro D se le conoce por *diámetro nominal;* y al diámetro *d*, por *diámetro del núcleo.*

Estos diámetros son los que utilizaremos para calcular tornillos; y lo decimos ahora para que lo tenga presente desde el principio.

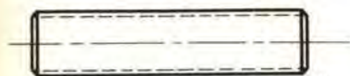
Sigamos con la figura: La longitud *l* es la *longitud de rosca,* o sea, la de la parte del espárrago que va roscada. La distancia *t* es la *altura de rosca* o *profundidad de rosca.*

La distancia *h* que separa dos filetes contiguos es el llamado *paso de rosca...* del que algo hemos dicho. Cuando el tornillo da una vuelta completa sobre sí mismo, atornillándose, avanza una longitud igual al paso de rosca. No olvide eso, que es importante.

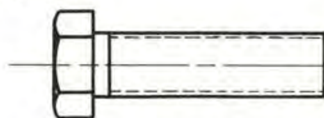
CLASIFICACION DE LOS TORNILLOS

Intentar una clasificación total del vasto campo de la tornillería es empresa que excede las posibilidades de esta lección. La verdad es que sería un lío tremendo y que tampoco vale la pena meterse en él. Pero sí que vamos a dar una idea de clasificación atendiendo a las características principales de los tornillos.

Como primera clasificación, podríamos dividir el campo de la tornillería en dos grandes grupos: el de los *espárragos roscados* y el de los *tornillos con cabeza.* Puede ver la diferencia entre ambos tipos. El primero no es más que una barra cilíndrica roscada de arriba abajo, mientras que el tornillo propiamente dicho añade al espárrago una cabeza cuya forma puede variar según la aplicación que se piense darle.


Fig. 4

Espárrago roscado


Fig. 5

Tornillo con cabeza

Otra clasificación general: según el sentido de giro. El tornillo puede ser *normal* o de *rosca izquierda.* El tornillo normal es aquel que se atornilla cuando se le hace girar hacia la derecha. El tornillo de rosca izquierda (su nombre lo indica) es el que se atornilla cuando gira hacia la izquierda. Una manera de recordar cuando una rosca es normal o izquierda, es pensar en la dirección en que actúa un sacacorchos. Cuando el tornillo se enrosca en la misma dirección, es normal; cuando no, es de rosca izquierda.

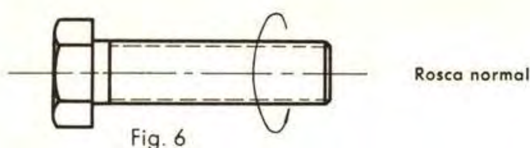


Fig. 6

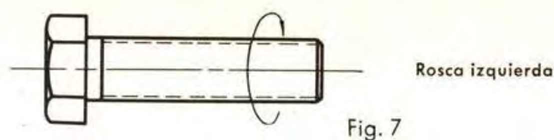


Fig. 7

También podríamos clasificar los tornillos en razón de su empleo o aplicación. Así, hablaremos de *pernos de anclaje* para designar los tornillos que sirven para fijar toda clase de elementos a una obra o pilar. De *tirafondo* cuando designemos un tornillo de carpintería, de esos que tienen la rosca acabada en punta y que actúan sin tuerca..., etc

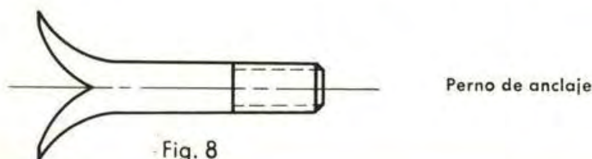


Fig. 8

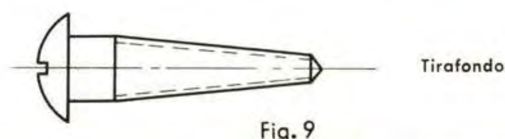


Fig. 9

CLASIFICACION DE LOS TORNILLOS SEGUN SU CABEZA

Allí donde puede estructurarse una clasificación bastante completa de los tornillos es donde se considera la forma de su cabeza, que responde a las exigencias de su aplicación. No es lo mismo estructurar un tornillo para sujetar piezas de relojería, por ejemplo, que hacerlo para destinarlo a la unión de piezas muy pesadas (de una grúa, un motor de explosión, etc.).

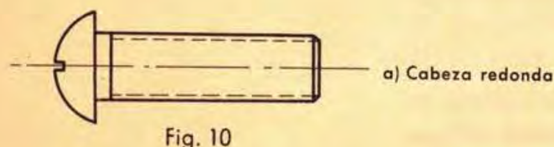


Fig. 10

A grandes rasgos podemos establecer esta clasificación:

a) De cabeza redonda. Son de cabeza prácticamente semiesférica y muy baratos.

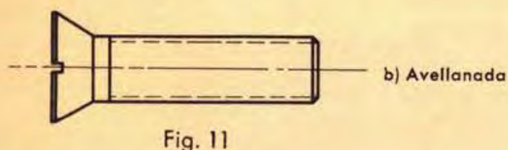


Fig. 11

b) De cabeza avellanada o plana. Son para mecánica de ajuste y se emplean cuando interesa que la cabeza del tornillo quede empotrada en la pieza, sin sobresalir para nada.

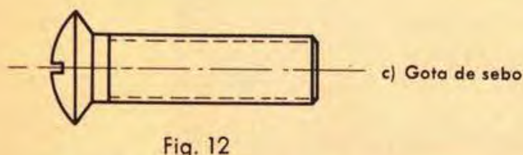


Fig. 12

c) Gota de sebo. Es una mezcla de los dos tipos anteriores. Aunque de cabeza semiesférica, sobresale muy poco de la pieza a fijar.

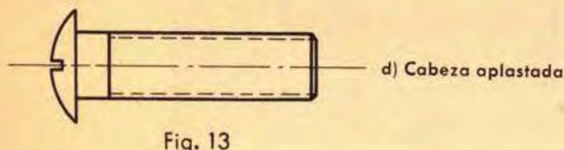


Fig. 13

d) De cabeza aplastada. Sirven, lo mismo que el tipo anterior, para obtener fijaciones en que el tornillo sobresalga lo mínimo; pero siendo más baratos, es lógico que se utilicen más frecuentemente.

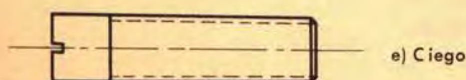
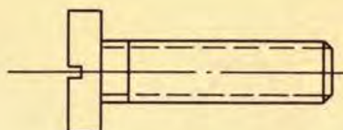


Fig. 14

e) Tornillo ciego. En realidad se trata de un tornillo sin cabeza, puesto que es un vástago con una hendidura en uno de sus extremos. Se emplea en mecánica de precisión (relojes, aparatos eléctricos y, en general, para la unión de piezas pequeñas y de montaje muy preciso).

f) De cabeza cilíndrica. Tipo de tornillo muy empleado en construcciones ligeras: tal es como aspiradores, filtros, cárteres de motor, utensilios eléctricos, y en general de pequeña y mediana mecánica. Los tornillos de latón suelen fabricarse mucho con este tipo de cabeza.

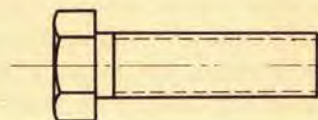


f) Cabeza cilíndrica

Fig. 15

g) De cabeza hexagonal. Quizás es el tipo de tornillo más empleado en mecánica y estructuras metálicas, sobre todo cuando se trata de conseguir uniones destinadas a soportar grandes fuerzas y cuando existe la posibilidad de tener que desmontar la estructura o máquina. También los hay con cabeza cuadrada y octogonal, aunque, lo repetimos, los más empleados son los hexagonales.

Fig. 16



f) Cabeza hexagonal

h) De cabeza hexagonal. embutida. Tornillo empleado en pequeña mecánica, para piezas que precisen fuerte apriete. Generalmente se hace en las piezas un alojamiento para que la cabeza del tornillo no sobresalga. El apriete y afloje necesita de una herramienta especial.

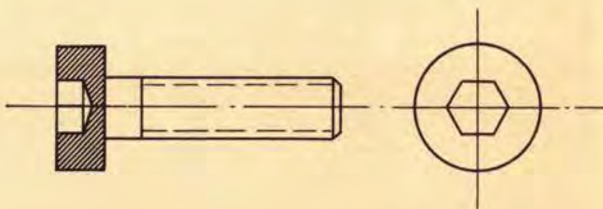


Fig. 17

CLASIFICACION DE LOS TORNILLOS SEGUN SU ROSCA

Hemos llegado a la clasificación más generalizada y que de verdad engloba todos los tornillos habidos y por haber, porque todos los tornillos se dividen en dos grandes bandos, según el tipo de rosca que llevan.

Sólo existen dos patrones para medir los diámetros de las roscas: el milímetro y la pulgada. Ya ve si es fácil: cuando una rosca tiene un diámetro medido en milímetros, diremos que se trata de una *rosca métrica;* cuando este diámetro venga dado en pulgadas, diremos que se trata de una *rosca Whitworth.*

Recordará que un tornillo quedaba engendrado al enroscarse un cordel a lo largo de un núcleo. Pues bien: según la forma que tenga la sección de este cordel, nos encontraremos con roscas distintas ya que esta sección puede ser triangular, cuadrada, trapecial, etc. Los tipos de rosca más usuales son los siguientes:

a) ROSCA WHITWORTH NORMAL. Es de perfil triangular cuya altura *t* es también la profundidad de rosca. Los vértices de este triángulo quedan redondeados, perdiéndose por cada lado una distancia t/6. Este perfil tiene, entre flancos, un ángulo aproximado de 55°.

En la rosca Whitworth los esfuerzos se reparten de forma desigual sobre los flancos del perfil de rosca.

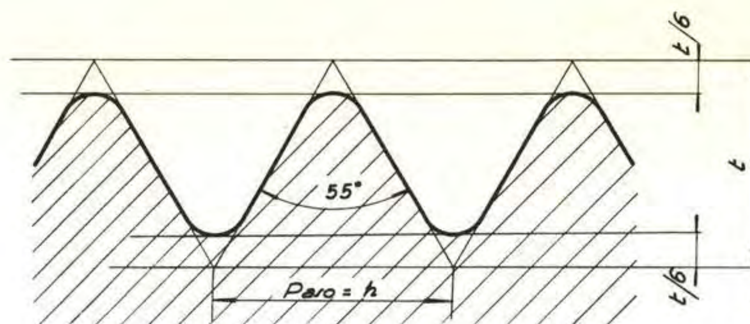


Fig. 18

El paso de rosca *h* depende del diámetro del tornillo, de forma que a mayor diámetro corresponde mayor paso de rosca. En la tabla que sigue, que es la de roscas Whitworth normales, se indica el paso de rosca normalizado para cada diámetro. Una vez hallado el paso *h*, es muy fácil calcular la profundidad de rosca, puesto que viene dada por la siguiente igualdad:

$$t = 0'96 \times h$$

ROSCAS WHITWORTH NORMALIZADAS

Ø Nominal en pulgadas	Equivalencia en mm.	Paso	N.° de filetes por pulgada	Ø Nominal en pulgadas	Equivalencia en mm.	Paso	N.° de filetes por pulgada
1/4"	6,350	1,270	20	2 1/4"	57,152	6,350	4
5/16"	7,938	2,411	18	2 1/2"	63,502	6,350	4
3/8"	9,525	1,588	16	2 3/4"	69,853	7,257	3 1/2
(7/16")	11,113	1,814	14	3"	76,203	7,257	3 1/2
1/2"	12,700	2,117	12	3 1/4"	82,553	7,816	3 1/4
5/8"	15,876	2,309	11	3 1/2"	88,903	7,816	3 1/4
3/4"	19,051	2,540	10	3 3/4"	95,254	8,467	3
7/8"	22,226	2,822	9	4"	101,604	8,467	3
1"	25,401	3,175	8	4 1/4"	107,954	8,835	2 7/8
1 1/8"	28,576	3,629	7	4 1/2"	114,304	8,835	2 7/8
1 1/4"	31,751	3,629	7	4 3/4"	120,655	9,237	2 3/4
1 3/8"	34,926	4,233	6	5"	127,005	9,237	2 3/4
1 1/2"	38,101	4,233	6	5 1/4"	133,355	9,677	2 5/8
1 5/8"	41,277	5,080	5	5 1/2"	139,705	9,677	2 5/8
1 3/4"	44,452	5,080	5	5 3/4"	146,055	10,160	2 1/2
(1 7/8")	47,627	5,645	4 1/2	6"	152,406	10,160	2 1/2
2"	50,802	5,645	4 1/2				

b) ROSCA MÉTRICA NORMAL. Puede ver la forma de esta rosca en la figura, y si no la describimos literalmente es por evitar complicaciones. La ventaja de esta rosca sobre la Whitworth está en que la carga se soporte sobre los flancos con absoluta regularidad. Encontrará en la tabla siguiente la relación entre el diámetro y el paso de rosca. Sepa que *t*, en este caso, viene dada por esta igualdad:

$$t = 0'866 \times h$$

Observe en esta tabla de roscas métricas normales cómo los diámetros superiores a los 80 mm terminan todos en 4 o en 9.

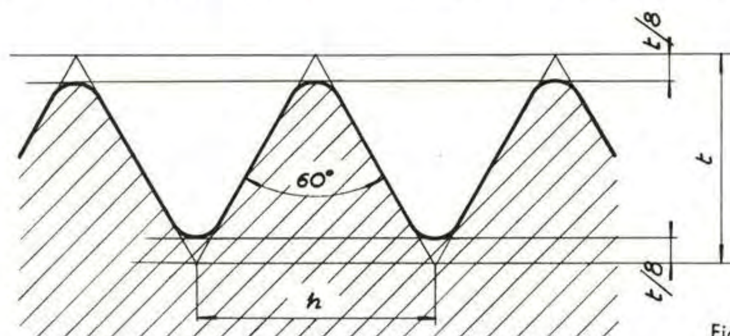


Fig. 19

ROSCAS METRICAS NORMALIZADAS

∅ Nominal de rosca	Paso	∅	Paso	∅	Paso	∅	Paso
1	0,25	(7)	1	33	3,50	84	6
1,2	0,25	8	1,25	36	4	89	6
1,4	0,30	(9)	1,25	39	4	94	6
1,7	0,35	10	1,50	42	4,50	99	6
2	0,40	(11)	1,50	45	4,50	104	6
2,3	0,40	12	1,75	48	5	109	6
2,6	0,45	14	2	52	5	119	6
3	0,50	16	2	56	5,50	124	6
3,5	0,60	(18)	2,50	60	5,50	129	6
4	0,70	20	2,50	64	6	134	6
(4,5)	0,75	22	2,50	68	6	139	6
5	0,80	24	3	72	6	144	6
(5,5)	0,90	27	3	76	6	149	6
6	1	30	3,50	80	6		

Nota: Las roscas entre paréntesis deben evitarse en lo posible.

c) ROSCA FINA. Tanto en roscas métricas como en roscas Whitworth nos encontramos con casos en los que la profundidad de rosca es superior a lo que conviene a fin de no debilitar demasiado ciertas piezas (ciertos ejes huecos, husillos que representan rebajes, tubos, etc.), en cuyo caso se utiliza la llamada rosca fina, que es una rosca Whitworth o métrica con un mayor número de filetes por pulgada o milímetro de longitud de rosca. Por lo tanto, el paso de rosca será menor y en consecuencia también la profundidad, puesto que depende del paso. En resumen: una rosca fina tiene las mismas constantes entre el paso y la profundidad, siendo sólo distinta la relación entre el diámetro y el paso de rosca, que es más pequeño que el correspondiente a la rosca normal.

ROSCAS FINAS WHITWORTH

∅ Nominal	Paso	N.° de filetes por pulgada	∅	Paso	N.° de filetes por pulgada	∅	Paso	N.° de filetes por pulgada
20	2,54	10	76	6,35	4	134	4,23	6
22	2,54	10	80	4,23	6	134	6,35	4
24	2,54	10	80	6,35	4	139	4,23	6
27	2,54	10	84	4,23	6	139	6,35	4
30	2,54	10	84	6,35	4	144	4,23	6
33	2,54	10	89	4,23	6	144	6,35	4
36	3,175	8	89	6,35	4	149	4,23	6
39	3,175	8	94	4,23	6	149	6,35	4
42	3,175	8	94	6,35	4	154	4,23	6
45	3,175	8	99	4,23	6	154	6,35	4
48	3,175	8	99	6,35	4	159	4,23	6
52	3,175	8	104	4,23	6	159	6,35	4
56	4,23	6	104	6,35	4	164	4,23	6
56	6,35	4	109	4,23	6	164	6,35	4
60	4,23	6	109	6,35	4	169	4,23	6
60	6,35	4	114	4,23	6	169	6,35	4
64	4,23	6	114	6,35	4	174	4,23	6
64	6,35	4	119	4,23	6	174	6,35	4
68	4,23	6	119	6,35	4	179	4,23	6
68	6,35	4	124	4,23	6	179	6,35	4
72	4,23	6	124	6,35	4	184	4,23	6
72	6,35	4	129	4,23	6	184	6,35	4
76	4,23	6	129	6,35	4	189	4,23	6

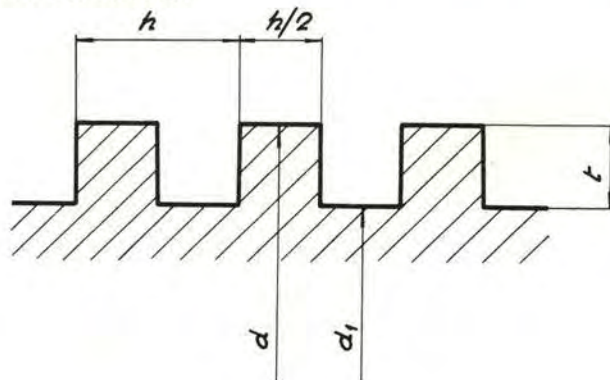
Nota: A pesar de ser roscas W el diámetro se expresa en mm lo mismo que el paso de rosca.

d) Rosca Gas. Es un tipo de rosca especial para tubos. Se designa por el diámetro interior del tubo, siendo los tipos admitidos como normales los que se determinan en esta tabla.

Ø Interior del tubo		Ø Exterior rosca		Ø Nucleo		N.° de filetes por pulgada
Pulgadas	mm.	Pulgadas	mm.	Pulgadas	mm	
R1/8"	3,17	0,382	9,71	0,337	8,55	28
R1/4"	6,34	0,518	13,16	0,451	11,44	19
R3/8"	9,52	0,656	16,67	0,589	14,96	19
R1/2"	12,70	0,826	20,97	0,734	18,65	14
R5/8"	15,87	0,902	22,91	0,811	20,59	14
R3/4"	19,05	1,041	26,44	0,949	24,12	14
R7/8"	22,22	1,189	30,20	1,097	27,88	14
R1"	25,40	1,309	33,25	1,192	30,29	11
R1 1/8"	28,57	1,492	37,90	1,375	34,94	11
R1 1/4"	31,75	1,650	41,91	1,533	38,95	11
R1 3/8"	34,92	1,745	44,32	1,628	41,36	11
R1 1/2"	38,10	1,882	47,81	1,766	44,86	11
R1 5/8"	41,27	2,021	51,33	1,904	48,37	11
R1 3/4"	44,45	2,047	51,99	1,930	49,03	11
R2"	50,80	2,347	59,61	2,230	56,65	11
R2 1/4"	57,15	2,587	65,72	2,471	62,76	11
R2 1/2"	63,45	3,001	76,23	2,885	73,27	11
R2 3/4"	69,85	3,247	82,47	3,130	79,51	11
R3"	76,20	3,485	88,52	3,368	85,56	11

Nota: El valor en pulgadas de los diámetros exterior, rosca y núcleo viene expresado en decimales de pulgada, y es el cociente de dividir el diámetro en mm por el valor de una pulgada (25,4 mm.). Por ejemplo: 9,71 : 25,4 = 0,382 (trescientas ochenta y dos milésimas de pulgada).

e) Rosca de filete plano o cuadrado. Su perfil queda indicado en la figura. Se emplea para prensas, husillos de guía y en general en aquellas piezas destinadas a ejercer fuerzas considerables. La razón de este empleo es que estas roscas tienen menos desgaste que las anteriores. La profundidad de rosca t es arbitraria y el paso de rosca h, por lo general, se hace igual a la mitad del paso de rosca Whitworth que correspondería al diámetro del núcleo.

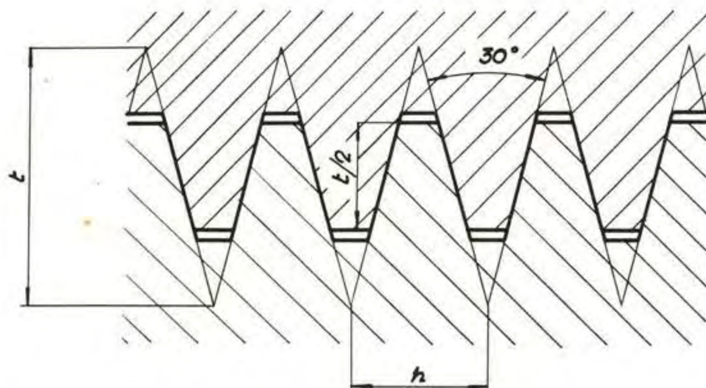


Hemos dicho que t es arbitrario, pero debemos añadir que se acostumbra a hacer $t = h/2$, cuando h se relaciona con el de la rosca W.

Este tipo de rosca va siendo sustituído, poco a poco, por la rosca de filete trapecial.

Por lo dicho sobre el valor de *h* y de *t*, comprenderá que no demos tablas para este tipo de roscas.

f) Rosca de filete trapecial. Su forma, como puede ver en la figura, viene de un triángulo isósceles con un vértice más agudo de 30° que ha sido fresado (se le ha suprimido el vértice, con lo cual toma la forma de un trapecio). Este tipo de rosca ofrece una mayor resistencia que la de filete plano, sin que tenga un rozamiento esencialmente mayor.



La distancia *t*, en estas roscas, se obtiene al conocer esta igualdad:

$$t = 1'866 \times h$$

Los tipos admitidos como normales vienen en esta última tabla.

ROSCAS DE FILETE TRAPECIAL

Ø Nominal de rosca	Prof. de rosca	Paso	Ø Nominal de rosca	Prof. de rosca	Paso	Ø Nominal de rosca	Prof. de rosca	Paso
10	1,75	3	(38)	3,75	7	(72)	5,25	10
12	1,75	3	40	3,75	7	75	5,25	10
14	2,25	4	44	3,75	7	(78)	5,25	10
16	2,25	4	(46)	4,25	8	80	5,25	10
18	2,25	4	48	4,25	8	(82)	5,25	10
20	2,25	4	(50)	4,25	8	85	6,25	12
22	2,75	5	52	4,25	8	(88)	6,25	12
24	2,75	5	55	4,75	9	90	6,25	12
26	2,75	5	(58)	4,75	9	(92)	6,25	12
28	2,75	5	60	4,75	9	95	6,25	12
30	3,25	6	(62)	4,75	9	(98)	6,25	12
32	3,25	6	65	5,25	10	100	6,25	12
(34)	3,25	6	(68)	5,25	10	(105)	6,25	12
36	3,25	6	70	5,25	10	110	6,25	12

Nota: Las roscas entre paréntesis deben evitarse en lo posible

COMO SE DETERMINA EL TIPO DE TORNILLO

Cuando un tornillo debe ser normal y con cabeza también normal sólo necesitamos tres datos para que quede perfectamente determinado. Estos datos son:

Diámetro del vástago.
Longitud del vástago.
Longitud de la parte roscada.

Vea la figura: conociendo L, L_1 y D ya no necesitamos más. En general, diremos que se trata de un tornillo o de una rosca de $L \times L_1 \times D$. En particular, estas cantidades literales quedarán sustituídas por sus valores correspondientes.

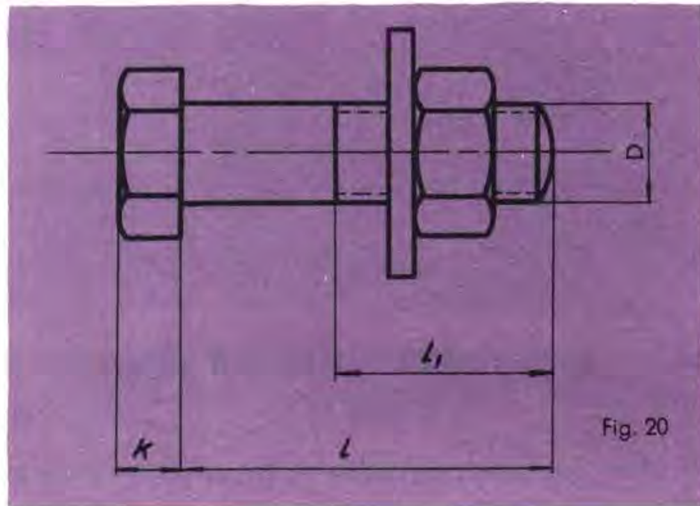


Fig. 20

Así, por ejemplo, la rosca Whitworth 1/2" × 30 × 15 significa que se trata de un tornillo de rosca W de 1/2" de diámetro, cuyo vástago tiene una longitud de 30 mm, de los cuales sólo van roscados los 15 primeros milímetros.

Para indicar sobre un plano qué tipo de rosca lleva un tornillo o pieza determinada, existen unas normas que es preciso conocer. Vamos a indicarlas:

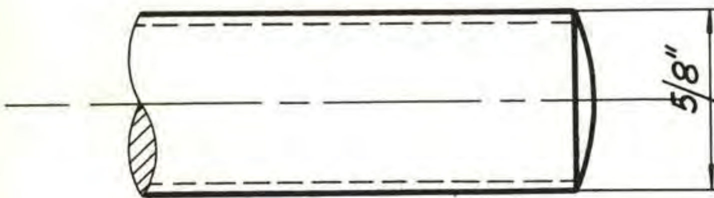


Fig. 21

Rosca Whitworth normal: sólo se indica el diámetro en pulgadas y nada más.

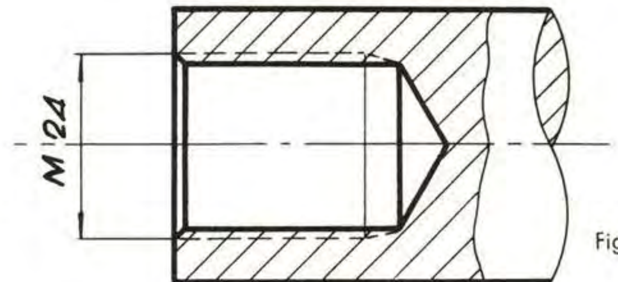


Fig. 22

Rosca métrica normal: se indica el valor del diámetro en milímetros, precedido de la letra M.

Rosca Whitworth fina: en este caso se indica el diámetro *en milímetros* y el paso de rosca en fracciones de pulgada, todo ello precedido de la letra W. En la figura se representa una rosca W fina de 20 mm de D y de 1/20", o sea de 1,27 mm de paso de rosca. Recuerde que 1" = 25'4 mm.

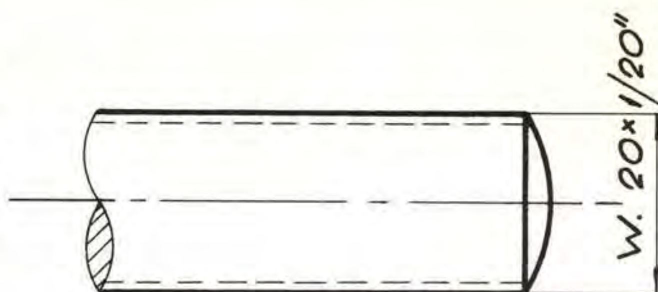


Fig. 23

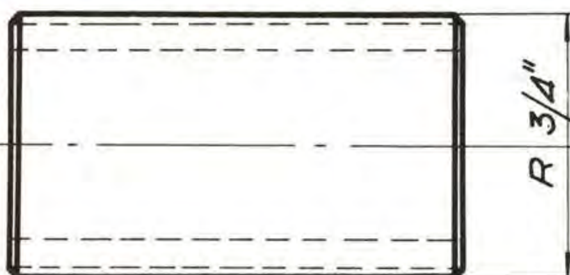


Fig. 24

Rosca Gas: se indica el diámetro en pulgadas procedido de la letra R.

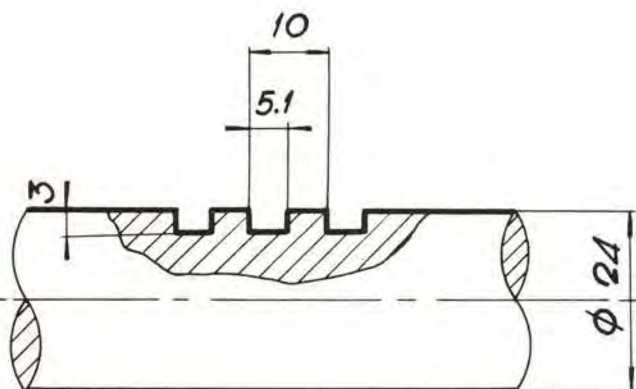


Fig. 25

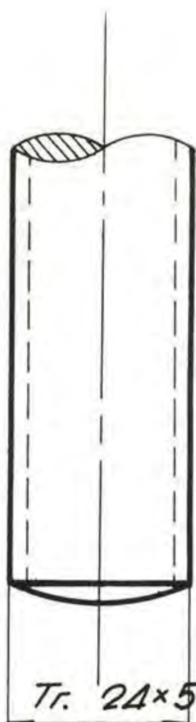


Fig. 26

Rosca cuadrada y trapecial: vea su signación en la figura. Creo que es la forma más directa de comprenderla.

Aquí terminamos este estudio sobre los tornillos, elementos primordiales de la mecánica. Nos parece lógico haber empezado por estos elementos, puesto que de ellos dependen en gran manera las posibilidades de montaje y desmontaje de las piezas de toda construcción mecánica. Una pieza tiene valor en cuanto forma parte de un conjunto; y por lo tanto, hemos empezado por estudiar uno de los tipos de elementos que permiten tal posibilidad.

Apendice de elementos de Máquinas 1

COMO TRABAJA UN TORNILLO
TABLAS Y FORMULAS PARA EL CALCULO DE TORNILLOS
DIMENSIONADO FINAL DE TORNILLOS TUERCAS Y ARANDELAS

En todas las lecciones del ramo mecánico destinaremos un capítulo a estudiar la manera de calcular las dimensiones y forma que deben tener las distintas piezas de una determinada máquina según sea su función. No olvidemos el fin que perseguimos, que es convertir a usted en un proyectista. No se trata, pues, de hacer de usted un *dibujante técnico,* por importante que sea su misión dentro de un conjunto industrial. Perseguimos una meta más ambiciosa: convertirle en un proyectista, y eso quiere decir que usted debe ser capaz de calcular una máquina. De los cálculos que usted haga saldrán los planos correspondientes que ejecutará usted mismo o alguno de sus subordinados, según sean las condiciones de trabajo en que se desenvuelva.

En esta lección vamos a estudiar la manera de calcular un tornillo. Porque es natural que para cada tipo de esfuerzo a que esté sometido un tornillo, sus características y dimensiones deberán ser distintas. Todo cálculo, usted ya empieza a saberlo, se resuelve en última instancia por medio de una fórmula que partiendo de unos datos conocidos nos llevan a la incógnita que deseamos encontrar.

A raíz de esto consideramos oportuno poner en claro cuál es en el plan profesional la conducta del proyectista... y por lo tanto cuál va a ser nuestra conducta en vista a su futuro:

El proyectista debe conocer las fórmulas de las que *salen* los datos a calcular. Eso, nos parece que no necesita justificación. Pero es muy cierto que, en la vida profesional, estas fórmulas pocas veces se desarrollan. Queremos decir que son contadas las veces que un cálculo se realiza a base de efectuar todas las operaciones que indica la fórmula. Una de las grandes ventajas de la normalización de los elementos de la mecánica está precisamente en eso: en poder estipular las características de los elementos en función de la misión específica que se les encomienda. De esta posibilidad salen las tablas de cálculo que tantas horas de trabajo mental llegan a ahorrarnos. Por lo tanto, paralelamente al planteo de las fórmulas precisas incluiremos las tablas que resumen estos cálculos, que serán lo que usted deberá esgrimir cuando se trate de aplicar sus conocimientos a problemas determinados.

Lo que acabamos de decir debe tenerlo en cuenta no sólo en esta lección, sino en todas las lecciones que vendrán en adelante. Es necesario conocer las fórmulas por las que se llega al cálculo de la pieza que interesa, pero es tonto perder el tiempo cuando se dispone de las tablas necesarias que dan directamente los resultados sin necesidad de hacer tantas operaciones... con el riesgo evidente del error.

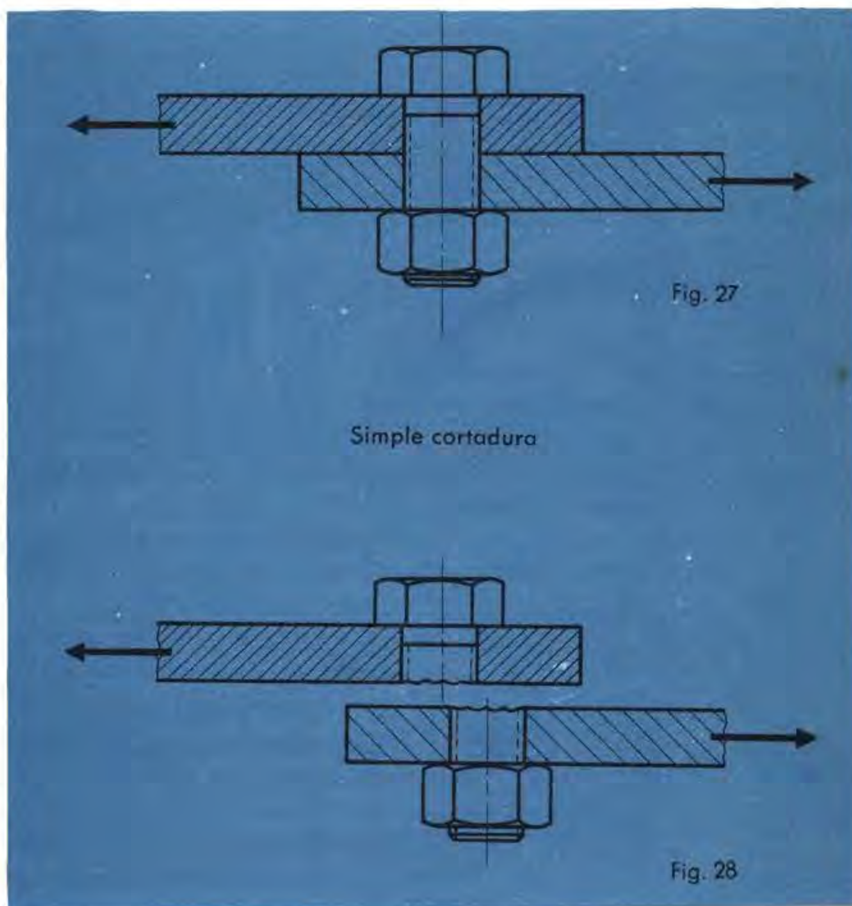
COMO TRABAJA UN TORNILLO

Un tornillo, en general, une dos o tres piezas. Pero, por poca imaginación que se tenga, aparece evidente que según sea la situación de las piezas y del tornillo, los esfuerzos a que éste quede sometido serán de magnitud y características distintas. Por lo tanto, lo primero que deberemos tener en cuenta cuando se trate de determinar el tornillo que requiere una unión (que eso y no otra cosa quiere decir calcular un tornillo) será el tipo de trabajo a que dicho tornillo queda sometido.

Todo tornillo puede estar sometido a dos clases de esfuerzos: a tracción y a cortadura. Repase, si le parece, el capítulo de *resistencia de materiales* de la lección 14. A su vez, la cortadura puede ser simple o doble, según el tornillo una dos únicas piezas (cortadura simple) o abarque tres (cortadura doble).

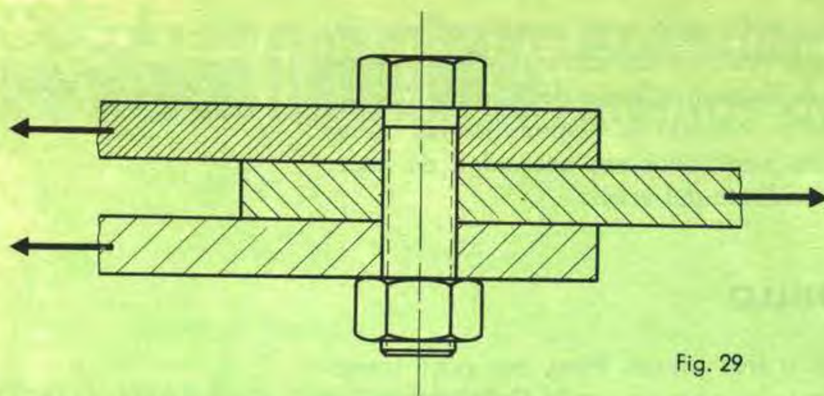
Estos dibujos representan las distintas maneras de trabajar a que puede verse obligado un tornillo. Las figuras 28, 30 y 32 demuestran gráficamente las formas de rotura que puede sufrir un tornillo cuando está calculado para resistir el esfuerzo a que se halla sometido.

Es obvio decir que según sea el tipo de trabajo, el tornillo deberá calcularse de una u otra manera. Por lo tanto, también será distinta la fórmula a aplicar. Pero ya hemos dicho que en la práctica, son las tablas de cálculo las que de una manera directa determinan el tipo de tornillo a emplear en cada caso concreto.

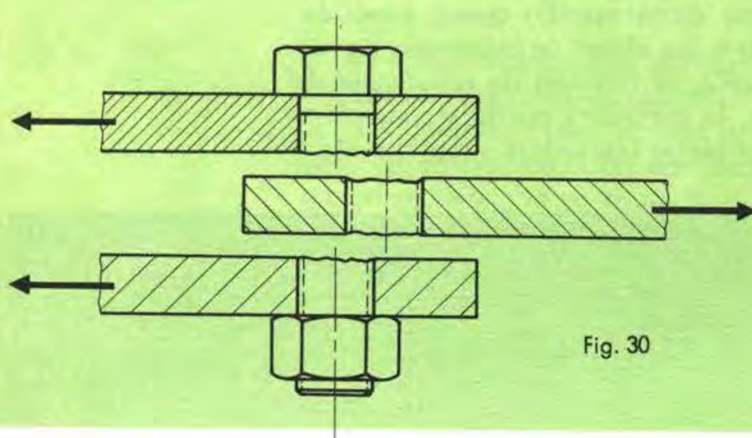

Fig. 27

Simple cortadura

Fig. 28


Fig. 29

Doble cortadura


Fig. 30

Empecemos por dar las fórmulas por las que se calcula el diámetro nominal del tornillo, según sea el tipo de esfuerzo que debe contrarrestar. De este dato, el diámetro nominal, obtendremos todos los demás.

Las fórmulas a emplear son las siguientes:

a) Para una cortadura simple (cuando une sólo dos piezas):

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times \tau}}$$

b) Para el caso de una cortadura doble (unión de tres piezas):

$$d_n = \sqrt{\frac{2 \times Q}{\pi \times \tau}}$$

c) Para el caso de un esfuerzo a tracción:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times \sigma}}$$

En estas fórmulas, las cantidades literales representan los datos siguientes:

d_n = Diámetro nominal del tornillo dado en *centímetros.*

Q = Carga a resistir dada en *kilos.*

π; Como siempre, 3'14.

τ, es la letra griega *tau* que simboliza el coeficiente de trabajo admisible a cortadura, dado en Kg/cm^2.

σ, es la letra griega *sigma,* que en este caso simboliza el coeficiente de trabajo admisible a tracción, dado en Kg/cm^2.

Aplicando estas fórmulas podemos calcular el diámetro nominal de cualquier tornillo en cuanto conozcamos el esfuerzo a que está sometido y el coeficiente de trabajo del material en que se ha fabricado el tornillo.

Bueno; convénzase de que no es tan difícil calcular el diámetro que deberemos dar a un tornillo para que resista el esfuerzo para el que debe proyectarse.

TORNILLO ∅	CARGA ADMISIBLE EN KILOS		
	Con valor de T=500Kg/cm2	Con valor de T=600Kg/cm2	Con valor de T=800Kg/cm2
1/4"	155	190	250
5/16"	245	295	395
3/8"	355	425	570
1/2"	630	760	1.000
5/8"	980	1.180	1.570
3/4"	1.420	1.700	2.270
7/8"	1.930	2.325	3.100
1"	2.530	3.040	4.050
1 1/8"	3.200	3.840	5.120
1 1/4"	3.950	4.740	6.330
1 1/2"	5.685	6.830	9.100
2"	10.100	12.150	16.200

Pero con la ayuda de las tablas que damos a continuación, obtenemos directamente el diámetro del tornillo, sin necesidad de cálculo alguno, puesto que ya se han hecho al confeccionar la tabla.

TABLAS PARA EL CALCULO DE TORNILLOS

Esta tabla sirve para encontrar el diámetro nominal para un tornillo que trabaja a cortadura simple. Los datos son directos y no hay más que mirar la tabla para obtener lo que deseamos. Si, por ejemplo, un tornillo que trabaja a cortadura debe resistir un esfuerzo de 2.300 Kg, con un valor de $\tau = 600$ Kg/cm², basta mirar la tabla para comprobar que, en principio, podemos utilizar un tornillo de ∅ = 7/8", puesto que el valor del esfuerzo está comprendido entre los 1.700 y los 2.350 Kg.

Para determinar el diámetro nominal de los tornillos que trabajan a tracción. Esta tabla está calculada para un coeficiente de trabajo admisible a tracción de 850 Kg/m². Creo que no hace falta decir cómo funciona esta tabla, porque más directo ya no puede ser.

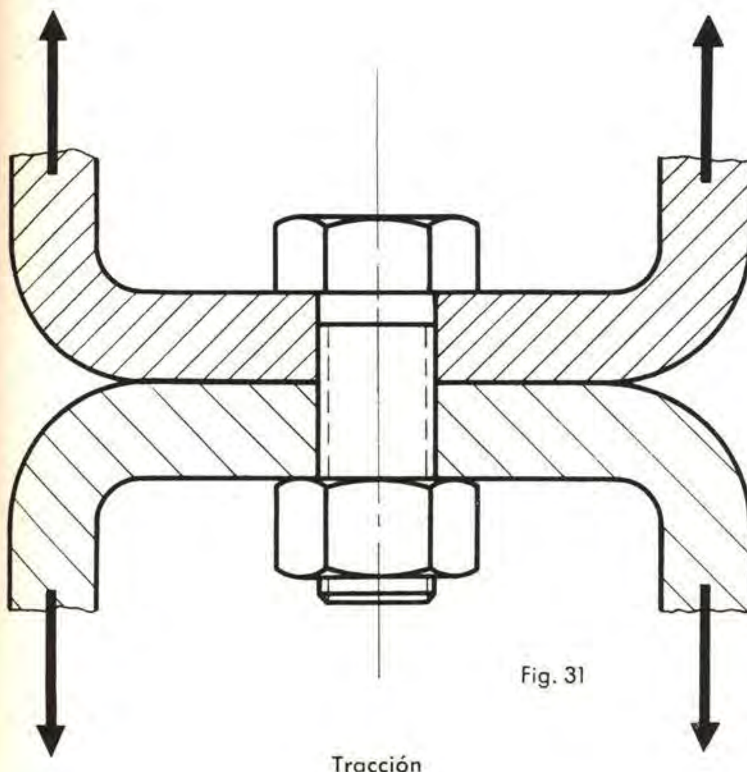
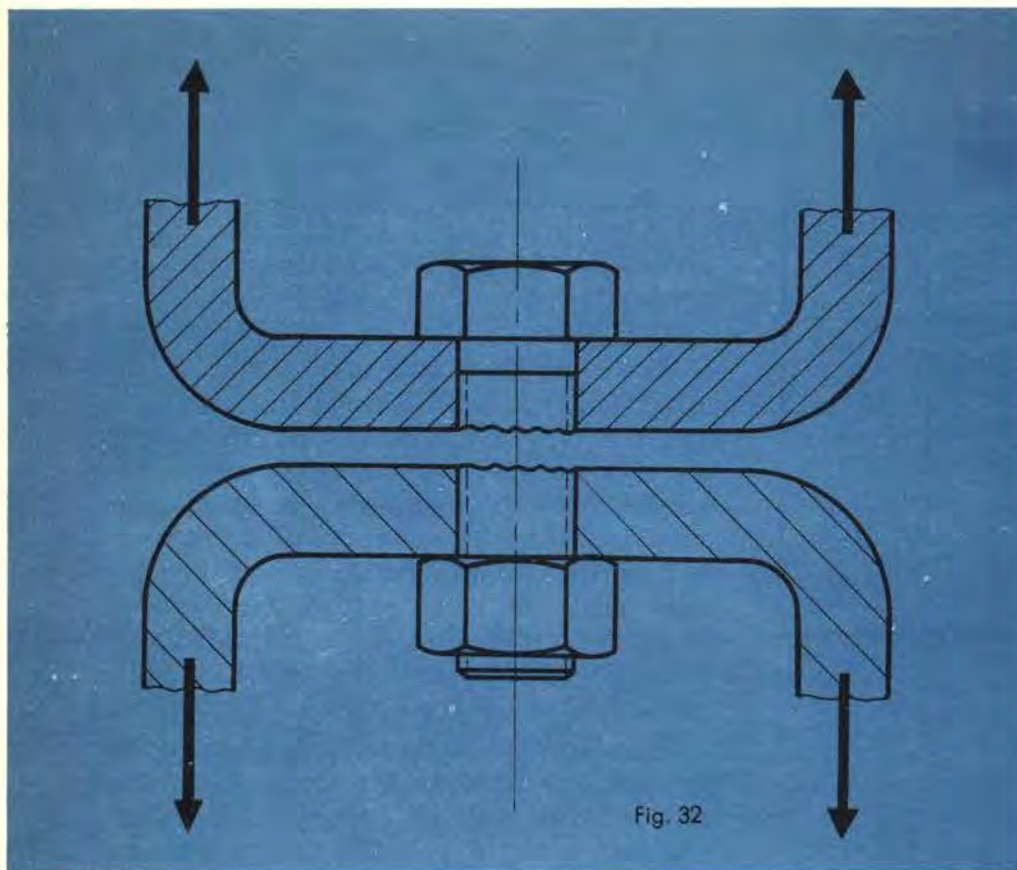


Fig. 31

Tracción

TORNILLO ∅	CARGA ADMISIBLE EN KILOS	
	Con valor de σ=600Kg/cn2	Con valor de σ=850Kg/cm"
1/2"	470	670
5/8"	785	1.110
3/4"	1.175	1.670
7/8"	1.630	2.210
1"	2.145	3.040
1 1/8"	2.730	3.820
1 1/4"	3.450	4.900
1 3/8"	5.075	5.810
1 1/2"	5.025	7.100
1 5/8"	5.670	8.070
1 3/4"	6.775	9.610
2"	8.950	12.700
2 1/2"	14.450	20.500
3"	21.090	29.900



Este es el caso característico de rotura en un tornillo que debe resistir un trabajo a tracción. La sección peligrosa está precisamente en el plano de contacto de las dos piezas unidas por el tornillo.

¡Mucha atención ahora! No se le habrá escapado que, al comentar la primera tabla, se ha dicho que para el ejemplo propuesto *en principio* podíamos escoger... Este *en principio* es indicio de que no siempre será igual. En efecto, necesitamos conocer una circunstancia especial para la cual no nos sirve el diámetro nominal encontrado directamente en la tabla.

Digamos que el diámetro dado por la tabla es *d*. Llamemos *e* al espesor de la chapa más delgada de las dos o tres que atraviesa el tornillo. Pues bien: *si en el caso de un trabajo de simple cortadura, resultase que el diámetro d del tornillo (encontrado en la tabla) multiplicado por 0'4* ES MAYOR *que e, deberemos desestimar este diámetro.* No nos sirve. Al contrario, nos servirá el diámetro encontrado con la tabla, si multiplicado por 0'4 resulta menor que el espesor de la chapa más delgada de las dos que atraviesa el tornillo. En el primer caso, cuando comprobamos que el diámetro dado por la tabla no nos sirve, calcularemos el diámetro nominal verdadero mediante esta sencilla fórmula:

$$D = \frac{Q}{18 \times e}$$

En esta fórmula, Q, que es la carga a soportar por el tornillo, se pondrá en Kg; y *e* (espesor de la chapa más delgada) en milímetros. De esta forma, obtenemos en milímetros el diámetro nominal D.

En el caso de una cortadura doble, también deberá comprobarse si el diámetro dado por la tabla es útil o no lo es. Será útil cuando multiplicado por 0'78 nos dé una cantidad igual o mayor que *e*. En caso contrario (cuando sale una cantidad menor) tampoco vale la tabla I, en cuyo caso obtendremos el verdadero diámetro aplicando la misma fórmula de antes.

DIMENSIONADO FINAL DE TORNILLOS, TUERCAS Y ARANDELAS

Supongamos que estamos calculando un tornillo y que ya hemos determinado el diámetro nominal que deberá tener. Con tener mucho, no podemos dibujar nuestro tornillo por falta de datos: nos faltan las cotas restantes... las dimensiones de la tuerca a emplear... el tipo de arandela necesario...

En la figura que sigue tiene usted una representación del conjunto tornillo-tuerca-arandela en la que se han indicado aquellas cotas que son necesarias para dibujar la totalidad de un tornillo con su tuerca y arandela. A esta figura hace referencia la tabla que damos a continuación y en la que encontrará las medidas que debe dar a cada una de las cotas trazadas en este dibujo (cotas que vienen representadas por letras) según sea el diámetro nominal necesario. Basta ver el valor que para cada diámetro nominal corresponde a cada una de las medidas indicadas por letras. Para un diámetro nominal de 2", por ejemplo, verá que debe dibujar el *d* de la espiga, de 50'8 mm, el *n* (núcleo) de 43'57 milímetros, etc., etc.

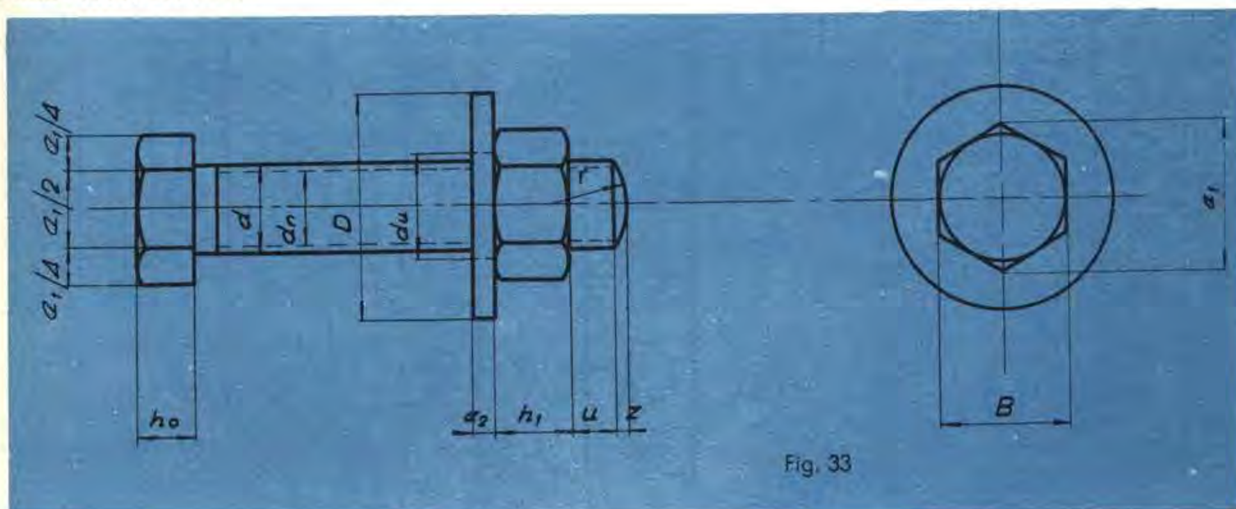


Fig. 33

Es importante saber que cuando en una misma pieza, deben figurar dos o más tornillos, la separación entre ellos debe ceñirse a unas normas establecidas. Los distintos tornillos de una fijación no pueden quedar demasiado amontonados. Por lo menos debe tenerse en cuenta el paso de la llave que servirá para montar o desmontar las piezas. La distancia mínima recomendable entre los ejes de dos tornillos es de unas cuatro veces su diámetro, o sea 4 × *D*. Sin embargo, las normal DIN recomiendan una distancia mínima de 6 *D*.

TORNILLO							SECCION		TUERCA EXAGONAL			ARANDELA		
Ø Nominal pulgadas	Espiga d m/m.	Núcleo d_n mm.	Cabeza h_o mm.	r mm.	u mm.	z mm.	De la espiga cm^2	Del núcleo cm^2	h_1 mm.	B mm.	e_1 mm.	d_u mm.	D mm.	e_2 mm.
1/4"	6,35	4,72	5	5	1	1,2	0,317	0,175	5,5	11	12,7	7	14	1,5
5/16"	7,94	6,13	6	6	1	1,5	0,495	0,295	6,5	14	16,2	9	18	2
3/8"	9,53	7,49	7	8	2	1,5	0,713	0,441	8	17	19,6	11	22	2,5
1/2"	12,7	9,99	9	10	2	2,3	1,27	0,784	11	22	25,4	14	28	3
5/8"	15,9	12,92	11	15	3	2,3	1,98	1,31	13	27	31,2	17,5	34	3
3/4"	19,1	15,80	13	18	3	3	2,85	1,96	16	32	36,9	21	40	4
7/8"	22,2	18,61	16	20	3	3,4	3,88	2,72	18	36	41,6	24	45	4
1"	25,4	21,33	18	22	4	4	5,07	3,57	20	41	47,3	27	52	5
1 1/8"	28,6	23,93	20	25	4	4,5	6,41	4,50	22	46	53,1	31	58	5
1 1/4"	31,8	27,10	22	30	4	5	7,91	5,77	25	50	57,7	34	62	5
1 3/8"	34,9	29,50	24	30	5	5,6	9,58	6,84	28	55	63,5	37	68	6
1 1/2"	38,1	32,68	27	35	5	6	11,3	8,39	30	60	69,3	40	75	6
1 5/8"	41,3	37,79	29	40	5	6	13,4	9,5	32	65	75	44	80	7
1 3/4"	44,5	37,95	32	40	5	7	15,5	11,3	35	70	80,8	47	85	7
1 7/8"	47,6	40,40	34	45	5	7	17,8	12,8	38	75	86,5	50	92	8
2"	50,8	43,57	36	45	5	8	20,3	14,9	40	80	92,4	54	98	8
2 1/4"	57	49,02	40		6	6	25,6	18,9	45	85	98	60	105	9
2 1/2"	64	55,37	45		6	8	31,6	24,1	50	95	110	66	120	9
2 3/4"	72	60,56	48		6	8	38,3	28,8	55	105	121	75	130	10
3"	76	66,91	52		6	8	45,6	35,2	60	110	127	80	135	10
3 1/4"	85	72,54	58		7	8	53,5	41,3	65	120	139	88	150	12
3 1/2"	90	78,89	62		7	10	62,0	48,9	70	130	150	92	160	12
3 3/4"	95	84,41	65		7	10	71,2	55,9	75	135	156	98	165	12
4"	100	90,76	70		7	10	81,2	64,7	80	145	167	105	185	14

técnica industrial 1

EL VASTO CAMPO DE LOS MATERIALES
EL HIERRO Y SUS DERIVADOS
CLASIFICACION Y DENOMINACION DE ACEROS
CLASIFICACION DE LOS ACEROS EN DISTINTOS PAISES

El mundo sensible está formado de materia y esta materia se nos muestra de muy diversas formas y características físico-químicas, características que el hombre aprovecha según sea lo que de la materia quiere conseguir. Estas diversas maneras que tiene la materia de presentarse nos permite hablar de materiales. Materia es el hierro, como materia es la madera y el oxígeno; pero el hierro es un material distinto de la madera y ambos distintos del oxígeno.

Es lógico, pues, que al iniciar unos estudios encaminados a capacitar a un individuo para proyectar cosas útiles a la humanidad se empiece por trabar conocimiento con los materiales que con más frecuencia deberán emplearse para la construcción de aquello que proyecte. Si en una máquina deben figurar varios ejes, es muy probable que no todos estén sometidos a las mismas condiciones de trabajo, y según sean estas condiciones el eje deberá construirse de un material o de otro. Naturalmente que a nadie se le ocurrirá construir un eje de madera (a menos que quiera sentar plaza de loco); también nos parece natural que por poco experto en la materia que sea quien dibuje un eje, diga que debe construirse de acero. Pero, ¿qué acero?... ¿Uno cualquiera?... ¿Sabemos si resistirá el desgaste a que se verá sometido?... Supongamos que uno de estos ejes debe someterse a temperaturas muy elevadas... por la causa que sea. ¿Qué acero es el más apropiado para resistir esta prueba?...

Todas estas preguntas y muchas otras debe contestarlas el proyectista al entregar un plano. Ningún plano puede entregarse al taller sin que en él quede anotado el tipo de material a emplear. De otra forma es como si nada se hubiese hecho.

Total: que no podemos seguir adelante sin conocer aunque sea de una forma superficial los tipos de material que requiere cada caso determinado.

Los materiales empleados en el campo de la mecánica pueden agruparse en cuatro grandes grupos:

1. **Hierros, aceros y sus derivados.**
2. **Materiales metálicos no férricos.**
3. **Materiales no metálicos.**
4. **Capas protectoras.**

De todos ellos deberemos hablar, pero vamos a dedicar esta primera lección de mecánica al estudio del primer grupo: Hierros, aceros y sus derivados, que constituyen el campo de mayor aplicación.

EL HIERRO Y LOS ACEROS

El material básico de todo proyecto mecánico es el hierro.

En realidad el hierro puro no se utiliza, puesto que en ese estado es un metal demasiado caro y que, además, carece de propiedades prácticamente aprovechables para la industria. Los minerales de hierro se encuentran en la naturaleza en forma de óxidos y carbonatos principalmente.

Estos minerales tratados convenientemente nos proporcionan los materiales férricos que normalmente emplea la industria, materiales que además del hierro contienen otros metales que formando aleación con el primero le confieren cualidades a veces deseables y a veces completamente contraproducentes. Una aleación no es más que la mezcla de dos metales que forman un nuevo material. Estas mezclas, para que constituyan una aleación, deben efectuarse con los metales fundidos.

El carbono, el azufre, el fósforo, el silicio, el níquel, el manganeso, el cobre y algunos otros elementos, confieren al hierro propiedades nuevas, de tal manera, que de la presencia de estos minerales en el hierro se derivan unas cualidades tan características que de ellas depende el aprovechamiento y aplicación específica del material férrico. El manganeso, por ejemplo, proporciona al hierro una mayor dureza, mientras el carbono y el silicio, que salen mezclados con el hierro en el proceso de obtención, son elementos que no conviene mantener en el material. No hay otra solución que eliminar estos materiales nocivos para dar al hierro el grado de pureza que lo hace aprovechable para la industria.

La presencia de más o menos cantidad de carbono en el hierro tiene una importancia tal que la clasificación de los metales férricos se hace a partir de la cantidad de carbono que contienen, dada en tanto por ciento.

Los hierros que llevan más de un 2'6 % de carbono son los llamados *hierros «lingote», de primera fundición* o, como se le conoce vulgarmente, *arrabio*. Son hierros duros, quebradizos y que no se pueden forjar. Por lo tanto, su utilidad es prácticamente nula.

NOTA. — No confunda la dureza con la resistencia, porque son dos cosas distintas. Dureza es la mayor o menor facilidad con que un material puede rayarse, cosa que no tiene nada que ver con su mayor o menor resistencia. El diamante, por ejemplo, es el material más duro que se conoce y, en cambio, es sumamente quebradizo.

A partir del arrabio, por segunda fusión, se obtiene lo que normalmente se conoce por *hierro colado* o *fundición*, cuyo porcentaje de carbono está por debajo del 2'6 %. Este hierro aún no es forjable, utilizándose sólo para la obtención de piezas de molde.

Para que el hierro sea forjable debe contener menos del 1'7 % de carbono, en cuyo caso estamos en presencia de lo que llamamos un acero, forjable sin dificultad. Innumerables son los tipos de acero que actualmente se fabrican, pero todos ellos pueden resumirse dentro de una de estas tres clases:

a) HIERROS DULCES. Contienen menos del 0'35 % de carbono y no se pueden templar.

b) ACEROS PROPIAMENTE DICHOS, que contienen más del 0'35 % de carbono, pero menos del 1'7 %. Estos aceros se pueden templar.

c) ACEROS ESPECIALES. Son los que contienen en aleación otros minerales, tales como níquel, tungsteno, molibdeno, etc., de los cuales adquieren propiedades especiales que los hacen recomendables para funciones muy específicas. Son los aceros más utilizados en maquinaria en donde hay piezas que, por la forma de trabajar y las condiciones físicas de este trabajo, requieren materiales de construcción que estén en consonancia con la función que la pieza desempeña dentro del conjunto de la máquina.

El hierro que contiene más de un 1'7 % de carbono, pero menos de un 2'5 %, puede considerarse como arrabio o como acero, siendo muy elástico el límite de separación.

CLASIFICACION Y DENOMINACION DE LOS ACEROS

Hemos dicho que de los aceros empleados en el vasto campo de la industria, son los especiales los que mayor aplicación tienen en la mecánica. Pues bien: entre estos aceros los hay de características muy distintas, cosa que nos plantea un problema, de doble incógnita:

1. Al proyectar una pieza determinada (un tornillo, un cigüeñal, un engranaje, una biela, etc.), ¿qué clase de acero deberemos emplear para que la pieza responda a la función encomendada?...

2. Una vez determinado el tipo de acero, ¿cómo lo indicamos en el plano para que el constructor sepa el material a emplear? ¿Será preciso que indiquemos la cantidad de hierro, carbono, silicio, etc., que debe contener el acero?...

Vamos a responder a estas dos cuestiones básicas en todo proyecto. Solucionaremos rápidamente el primer problema clasificando los aceros — que en el apartado anterior hemos agrupado según la cantidad de carbono — en siete grandes subgrupos, que serán estos:

(F) 1. Aceros ordinarios al carbono.

(A) 2. Aceros para piezas expuestas a grandes fatigas.

(B) 3. Aceros duros de cementación.

(D) 4. Aceros especiales de cementación.

(C) 5. Aceros inoxidables y resistentes a grandes temperaturas.

(E) 6. Aceros de usos especiales.

(N) 7. Aceros de nitruración.

Observará que ante el número de orden aparece una letra. Esto obedece a que la TABLA DE NORMAS DE LOS ACEROS (el T.N.A.) ha designado a cada uno de estos tipos de acero mediante una letra mayúscula. Esta denominación es el primer paso para escoger y denominar el material de la pieza a construir. Así, por ejemplo, si se trata de proyectar una válvula de escape que deba resistir grandes temperaturas, escogeremos un acero del quinto grupo, o sea del grupo C. Para un tornillo vulgar, basta con un acero del grupo primero, o sea del grupo F.

Demos un nuevo paso hacia la clasificación total de los aceros. La depurada técnica de la obtención de los aceros hace que sea posible encontrar, dentro de cada grupo, distintos matices en las propiedades características. Los aceros de un mismo grupo, siendo fundamentalmente similares, poseen características más o menos acusadas. Así, por ejemplo, dentro de los aceros ordinarios al carbono, hay distintas variedades que van desde el acero extra-suave al acero extra-duro.

A efectos de denominación, se añade a la letra que indica el grupo genérico a que pertenece el acero un número que corresponde al subgrupo que constituye. Así, pues, hablaremos de un acero F1, F2, F3, etc.

La tabla que viene a continuación contiene los grupos y subgrupos en que se dividen los aceros, indicando además su denominación usual de acuerdo con su constitución; y añade, cosa muy interesante, sus aplicaciones más idóneas. De esta forma (vea la tabla), si proyectamos un cigüeñal y necesitamos indicar en el cajetín del plano el material de construcción, consultando la tabla vemos que, en el grupo A, es el acero A4 el que responde mejor a sus características de trabajo.

TABLA DE NORMALIZACION DE ACEROS SEGUN I. N. T. A.

Designación I. N. T. A.	Designación usual	APLICACIONES
		GRUPO A: PIEZAS DE GRAN FATIGA
A 1	Acero cromo-níquel de bonificación duro	*Cigüeñales, bielas maestras y auxiliares, eje portahélices, ejes de tren de aterrizaje.*
A 2	Acero cromo-níquel de bonificación semiduro	*Cigüeñales, bielas maestras y auxiliares poco cargadas, balancines y válvulas de admisión.*
A 3	Acero 3 % níquel de bonificación	*Para piezas que deban resistir esfuerzos en general.*
A 4	Acero cromo-níquel-molibdeno de bonificación	*Cigüeñales, bielas maestras y auxiliares de alta resistencia a la fatiga.*
A 5	Acero 5 % níquel de bonificación	*Igual que el A3, pero para mayores características.*
		GRUPO B: ACEROS DUROS SIN CEMENTACION
B 1	Acero cromo-níquel de auto-temple	*Principalmente para engranajes de elevadas características sin cementación. Ejes de émbolos.*
B 2	Acero cromo-vanadio para cojinetes a bolas	*Anillas de cojinetes a bolas, rodillos de balancín, taqués, arandelas regulables.*
B 3	Acero cromo-níquel-molibdeno de auto-temple	*Para engranajes de elevadas características contra la rotura.*

		GRUPO C: ACEROS INOXIDABLES Y RESISTENTES A ALTAS TEMPERATURAS
C 1	Acero cromo-níquel inoxidable 18-8	*Piezas que deben resistir bien a la corrosión, sin roces a presión.*
C 2	Acero cromo inoxidable	*Piezas de acero inoxidable con características de torsión y resistencia al desgaste. Ejes para bombas de agua.*
C 3	Acero cromo-tungsteno	*Para válvulas de admisión, de alta calidad.*
C 4	Acero cromo-silicio-molibdeno	*Para válvulas de admisión y de escape, de elevadas características.*
C 5	Acero cromo-níquel-tungsteno	*Válvulas de escape de muy elevada resistencia a la oxidación y a elevadas temperaturas.*
		GRUPO D: ACEROS ESPECIALES DE CEMENTACION
D 1	Acero cromo-níquel de cementación	*Piñones que transmitan grandes esfuerzos con elevada resistencia al desgaste. Ejes de émbolos, ejes con rozamientos.*
D 2	Acero cromo-níquel de cementación	*Piñones cementados. Ejes de émbolos. Plazas de rozamiento.*
D 3	Acero 3 % níquel de cementación	*Piezas cementadas de elevada dureza superficial y gran seguridad en el núcleo. Sin cementar, para placas dirección.*
D 4	Acero cromo-níquel-molibdeno de cementación	*Engranajes y ejes de gran resistencia a la rotura y al roce.*
D 5.	Acero 5 % níquel de cementación	*Igual que el D3, pero para mayores características de tenacidad.*
		GRUPO E: ACEROS DE USOS ESPECIALES
E 1	Acero cromo-níquel magnético y refractario	*Piezas sometidas al fuego directo, como fundas protectoras de par termoeléctrico, parrillas para hornos.*
E 2	Acero tungsteno para imanes	*Imanes permanentes.*
E 3	Acero silicio para inducidos	*Inducidos de motores eléctricos, transformadores.*
E 4	Acero mangano-silicioso	*Ejes de torsión, muelles.*
E 5	Acero cromo-vanadio	*Muelles espirales de calidad.*
E 6	Acero cromo - molibdeno medio duro	*Tubos de avión, herrajes, piezas soldadas de gran seguridad.*
E 7	Acero cromo - molibdeno duro	*Igual que el E6, y además para cilindros, engranajes no cementados, tornillería sometida a grandes temperaturas (35 a 500°), piezas soldadas al soplete o al arco seguido de regeneración y para tratamientos de alta resistencia.*
		GRUPO F: ACEROS ORDINARIOS AL CARBONO
F 0	Acero extrasuave de embutición	*Piezas para embuticiones profundas.*
F 1	Acero ordinario de cementación	*Piezas de cementación poco cargadas.*
F 2	Acero extrasuave corriente	*Piezas susceptibles de soldadura.*
F 3	Acero suave	*Piezas susceptibles de soldadura, herrajes de avión.*
F 4	Acero semisuave	*Remaches, tornillos, etc.*
F 5	Acero semiduro	*Tensores, cilindros, placas de buje.*

F 6	Acero duro	*Cilindros, muelles tensores grandes no muy fatigados, grandes matrices.*
F 7	Acero extraduro	*Muelles tensores no muy fatigados.*
F 8	Acero extraduro para útiles	*Utiles diversos con choque: martillos, matrices, punzones, cuchillería templada al aceite, buriles, útiles para la madera.*
F 9	Acero extraduro superior	*Utiles diversos, elementos de corte sin velocidad, etc.*
		GRUPO N: ACEROS DE NITRURACION
N 1	Cromo-aluminio, molibdeno de nitruración y máxima dureza	*Piezas que requieren gran dureza al rozamiento, pero que no están sujetas a golpes en su capa nitrurada: cilindros, platinas, etc.*
N 2	Acero cromo-aluminio-molibdeno de máxima tenacidad en la capa nitrurada	*Piezas que requieren gran dureza y que, además, están sometidas a golpes en su capa nitrurada: engranajes, empujadores, bulones, etc.*
N 3	Acero cromo-níquel-aluminio	*Piezas estampadas de formas complicadas y que no puedan llevar creces que aseguren que no ha sido descarburada la capa a nitrurar.*

Hasta aquí hemos sido muy felices, puesto que nos hemos ceñido a la denominación que de los aceros hace el I.N.T.A. (Instituto Nacional de Técnicos de Aviación); pero la verdad es que no existe un criterio universal para la unificación de unas normas con que denominar los distintos aceros y de esta pluralidad de criterios resulta un pandemónium descomunal. En España mismo, si bien la denominación más empleada es la I.N.T.A., también existe la establecida por el Instituto del Hierro y del Acero (I.H.A.) y la instaurada por las normas UNE (Una Norma Española). Es más: aun se emplean las denominaciones antiguas del I.N.T.A. y del I.H.A.

Y la cosa se complica en cuanto dejamos atrás las fronteras hipanas. En Alemania, las normas más generalizadas son la DIN (Deutsche Industrie Normen) y las R.I.M. (Reichsluftfahrt Ministeriums Techniches Amt.). En Francia, las normas standard son las T.S.F. (Tableau Standard Français).

Si pasamos a Inglaterra, nos encontramos con tres denominaciones distintas: la B.S. (British Standards Institution), la D.T.D. (Department of Technical Development) y la B.S.A. (British Standard Aircraft).

Las normas rusas son las O.C.T. (Oficina Técnica de Standarización), y las italianas las UNI (Una Norma Italiana).

Llegamos a los Estados Unidos de Norteamérica y allí nos espera otro pequeño lío, puesto que nos encontramos con tres sistemas de denominación de aceros. La denominación S.A.E. de la Society of Automotive Engineers; la denominación A.S.T.M. (American Society for Testing Materials) y la A.M.S. (de la Aeronautical Material Specifications).

Todo ello lleva al pobre proyectista a volverse loco en cuanto debe interpretar el material de una pieza que viene indicado por una notación que no es la que habitualmente está acostumbrado a utilizar. Pero para que esta tendencia a volverse loco quede paliada en lo posible, nos apresuramos a dar una copia de la tabla de equivalencias entre las distintas denominaciones que ha dado el Instituto Nacional del Hierro y del Acero.

INSTITUTO DEL HIERRO Y DEL ACERO

Tabla de equivalencias entre aceros finos de construcción nacionales y los normales de diversos paises

España					Alemania		Estados Unidos			Francia	Inglaterra			Italia
NUM. I. H. A.	Núm. norma U. N. E.	Núm. norma I. N. T. A.	Núm. antiguo I. H. A.	Núm. antiguo I.N.T.A.	Deutscher Normena-usschuss D. I. N.	Reichsluftf. Ministeriums Technisches Amt. R.L.M.	American Society for Testing Materials A.S.T.M.	Society of Automotive Engineers S. A. E.	Aeronautical Material Specifications A.M.S.	Association Françoisede Normalisation N. F.	Bristish Standard Institution B. S	Department of Tecnical Development D. T. D.	British Standard Aircraft B. S. A.	Ente Nazionale Italiano di Unificazione U. N. I.
Serie F-100. - Aceros finos de Construcción general														
Grupo F-110. - Aceros al carbono														
F-111	36.011	11 11 10	115	F-2 F-3	C 15	1101	1015	1015	5060 B	XC 12	EN 2	299	S. 91	C. 20
F-112	36.011	11 11 20	125	F-3	C 22	1110	1025	1025	5070	XC 25	EN 4	124 A	S. 77	C. 30
F-113	36 011	11 11 30	135	F-4	C 35	1120	1035	1035	5080	XC 32	EN 6	305	5S. 1	C. 40
F-114	36.011	11 11 40	145	F-5	C 45	1130	1045	1045		XC 42	EN 8	137 A		C. 50
F-115	36.011	11 11 50	155	F-6	C 60	1150	1055	1055		XC 55	EN 9	138 A	2S. 79	C. 60
Grupo F-120 y F-130. - Aceros aleados de gran resistencia														
F-121	36.012	11 12 10	211	A-3		1216	2330	2330		20 N 12	EN 21		S. 69	
F-122	36.012	11 12 20	221	A-1	VCN 35 H	1415					EN 30 A	331	3S. 28	
F-123	36.012	11 12 30	222	A-2	VCN 25 H	1412		3435		30 NC 11	EN 23		4S. 11	32 NC 12
F-124			231							30 CD 12	EN 29			
F-125	36 012	11 12 50	232		34 CMro 4	1454		4135	6366	35 CD 4	EN 19	470		
F-126	36 012	11 12 60	281	A-4						30 NCD 16	EN 30 B		3S. 28	35 NCD 15
F-127	36.012	11 12 70	282	A-5			4340	4340	6420	30 NCD 12	EN 25	490	S. 97	30 NCD 12
F-128			291		36 CrNiMo 4	1455	9840	9840	6342 A	35 NCD 4	EN 110	480	S. 95	
F-129			292				8740	8740	6286		EN 100		S. 94	38 NCD 4
F-131	36.012	11 13 10	241	B-2		1256	52100 A	52100 A	6440 B	100 C 5	EN 31			100 C 5
F-132		11 13 20		B-1						35 NC 15				
F-133		11 13 30		B-3						40 NCD 18	EN 30 B	254	3S. 28	
Grupo F-140. - Aceros de gran elasticidad														
F-141	36 015	11 14 10	501			1182	1070	1070	5115 A		EN 42	5 A		
F-142	36 015	11 14 20	502								EN 43			
F-143	36 015	11 14 30	541	E-4		1610	6150	6150	6450	50 CV 4	EN 47	4 A		
F-144	36 015	11 14 40	571	E-6			9260	9260		55 S 6	EN 45	115		
Grupo F-150 y F-160. - Aceros para cementar														
F-151	36.013	11 15 10	301	F-1	C. 10	1100	1010	1010		XC 10	EN 32 A		3S. 14	C 10
F-152	36.013	11 15 20	311	D-3			2317	2317	6240 C	Z 12 N 5	EN 33		4S. 15	
F-153	36.013	11 15 30	321	D-1	ECN 45	1404	3310	3310	6252 C		EN 39 A			18 NC 16
F-154	36.013	11 15 40	322	D-2	ECN 25	1402		3415		14 NC 11	EN 36	519		15 NC 11
F-155	36.013	11 15 50	331	D-7	ECMo 80	1407				12 CD 4				
F-156	36.013	11 15 60	381	D-4			9310	9310	6260 C		EN 39 B		2S. 82	
F-157	36.013	11 15 70	382	D-5		1409				16 NCD 13			S. 107	
F-158			391						6292 C	18 NCD 6	EN 320			
F-159			392				8615	8615	6272 C	16 NCD 4	EN 325			
Grupo F-170 - Aceros para nitrurar														
F-171	36.014	11 17 10	491			1470					EN 40 B	306		30 CD 10
F-172	36.014	11 17 20	492											
F-173	36.014	11 17 30	493								EN 40 A	317 A	S. 106	
F-174	36.014	11 17 40	494	N-1		1471			6470 B	45 CAD 6-12	EN 41	87		38 CAD 7

España					Alemania		Estados Unidos			Francia	Inglaterra			Italia
NUM. I. H. A.	Núm. norma U. N. E.	Núm. norma I. N. T. A.	Núm. antiguo I. H. A.	Núm. antiguo I.N.T.A.	Deutscher Normenausschuss D. I. N.	Reichsluftf. Ministeriums Technisches Amt. R.L.M.	American Society for Testing Materials A.S.T.M.	Society of Automotive Engineers S. A. E.	Aeronautical Material Specifications A.M.S.	Association Française de Normalisation N. F.	Bristish Standard Institution B. S	Department of Tecnical Development D. T. D.	British Standard Aircraft B. S. A.	Ente Nazionale Italiano di Unificazione U. N. I.
Serie F-200 - Aceros finos para usos especiales														
Grupo F-210. - Aceros de fácil mecanización														
F-211	36.021	11 21 10	811					1117	5022 D		EN 1 A			
F-212		11 21 20	812											
Grupo F-220. - Aceros de fácil soldadura														
F-221		11 22 10		F-3		1111	1020	1020		XC 18			3 T 26	
F-222		11 22 20	831	E-8	25 CrMo 4	1452	4130	4130	6510 A	20 CD 4		178	T 60	
F-223		11 22 30		E-7										
F-224		11 22 40		E-9		1604								
Grupo F-230. - Aceros de propiedades magnéticas														
F-231			821											
F-232		11 23 20	822											
F-233			852							Z 70 W 5				
F-234		11 23 40	851							Z 90 KC 08-08				
Grupo F-240. - Aceros de alta y baja dilatación														
F-241		11 24 10	842											
F-242		11 24 20	841											
Grupo F-250. - Aceros resistentes a la fluencia														
F-251			861											
Serie F-300 - Aceros resistentes a la oxidación y a la corrosión														
Grupo F-310. - Aceros inoxidables														
F-311	36.016	11 31 10	611			1570	403	X 51410	5610 C	Z 12 C 13	EN 56 A	53	2S. 61	
F-312	36.016	11 31 20	612	C-2		1552		51335	5620	Z 35 C 13	EN 56 D	463	2S. 62	X 25 C 13
F-313	36.016	11 31 30	621					51310	5615 A	Z 10 CN 17	EN 57	60 B	2S. 80	
F-314	36.016	11 31 40	622	C-1		1430	304	30905	5560 A	Z 12 CN 18-08	EN 58 A	.176 A	S. 110	X 17 CN 188
F-315			623	C-6		1435								
Grupo F-320. - Aceros para válvulas de motores de explosión														
F-321	36.017	11 32 10	721	C-4		1440			5700	Z 40 CNWS 14-14	EN 54	49 B	S. 111	
F-322	36.017	11 32 20	751	C-5		1545			5705	Z 40 CSD 10	EN 52	13 B		
F-323											EN 53	311		
Grupo F-330. - Aceros refractorios														
F-331	36.017		722							Z 20 CNS 25-20				X 25 CN 2420
F-332							321	30705	5575 B	Z 10 CNDT 18-08	EN 58 A	549		X 10 CNT 188

Con esta tabla podemos deducir con facilidad que, por ejemplo, un F-3 de la denominación que hemos dado corresponde a un C 22 de la denominación DIN, así como a un EN 4 de la B.S. inglesa.

ALGUNAS ACLARACIONES

CEMENTACIÓN. — *Es el proceso por el cual una pieza de acero se enriquece en carbono sólo en sus capas más superficiales.*

NITRURACIÓN. — *Proceso por el cual las capas superiores de una pieza de acero adquieren mayor dureza al enriquecercе en nitrógeno.*

EMBUTICIÓN. — *Proceso del embutido que consiste en proporcionar una concavidad o convexidad a una chapa de metal, mediante una máquina especial o por procedimientos manuales.*

Prácticas de dibujo mecánico | 1

EJERCICIO DE DIBUJO: UNA LLAVE FIJA 20/22
EJERCICIO DE PROYECCION: UN TORNILLO ROSCA WHITWORTH

DIBUJO DE UNA LLAVE FIJA 20/22

Para empezar, y como hemos hablado de estos elementos de unión llamados tornillos, nos parece muy apropiado que nos dediquemos a dibujar la herramienta necesaria para que el operario encargado de ello pueda proceder a su atornillado. Los tornillos de cabeza cuadrada, hexagonal u octogonal se atornillan por medio de una herramienta llamada *llave*. Una llave no es otra cosa que un mango de hierro en cuyos extremos lleva sendas escotaduras que permiten aprisionar la cabeza del tornillo. Dando vueltas a la llave, una vez aprisionada la cabeza del tornillo, como si se tratase de un manubrio, el tornillo se rosca a su correspondiente tuerca (o la tuerca al tornillo si la llave se aplica a ella), con la posibilidad de ejercer una fuerza considerable a fin de que las piezas unidas por el conjunto tornillo-tuerca queden fuertemente aprisionadas.

Fundamentalmente existen dos tipos de llave: la llave inglesa y la llave fija. La primera tiene la virtud de poder adaptarse a distintas medidas de tornillos, puesto que la abertura de la escotadura es variable gracias a un sistema especial de engranajes. La llave fija no tiene esta posibilidad, puesto que sólo es útil para las cabezas de tornillo que se adaptan a una de sus dos escotaduras. Sin embargo, los mecánicos prefieren trabajar con llaves fijas por dos razones principales: posibilidad de una mayor rapidez de maniobra y nula posibilidad de avería, puesto que la única posible es la rotura de la herramienta.

Las llaves fijas se denominan por dos números separados por una barra inclinada. Estos dos números indican la separación en milímetros de los dos brazos de la escotadura. Naturalmente, el primer número corresponde a la menor escotadura y el segundo a la mayor. Así, por ejemplo, si una llave fija lleva la notación 12/14, querrá decir que consta de una abertura de 12 mm y otra de 14 mm.

Nota: La escala ha sido reducida arbitrariamente para su compaginación.

	FECHA	NOMBRE		AFHA
DIBUJADO	9-9-66	VIDAL		
COMPRO.	10-9-66	TUTUSAUS		
Escala				8897 / 20–22
1:1	LLAVE FIJA 20–22			Sustituye a _L- 359/20-22
				Sustituido por

El plano de la página anterior corresponde a una llave fija 20/22, cuyo proceso de dibujo llevaremos a cabo de acuerdo con los siguientes pasos reflejados en los gráficos que exponemos:

PRIMER PASO. Empezaremos por trazar los ejes principales, así como el de la vista superior, adoptando, naturalmente, las precauciones debidas para que el dibujo quede centrado y deje el sitio previsto para el cajetín (fig. 34).

SEGUNDO PASO. A continuación, hallaremos los centros de todos los radios (fig. 35).

TERCER PASO. Una vez hallados los centros procederemos a trazar todos los radios, cuidando que los empalmes sean perfectos (fig. 36).

Una vez dibujadas las dos vistas esenciales de la llave procederemos a completar el plano con las cotas y finalmente con el dibujo y relleno del cajetín cuyo tamaño debe ser el indicado por las normas DIN en función del formato de papel elegido. En nuestro caso, realizando el dibujo a escala 1:1, escogeremos una lámina DIN A3.

Observará por el plano completo, que hemos procedido a una supuesta notación de los datos necesarios, entre los que figura el tipo de acero. Este será un C-2 — Acero cromo inoxidable, cuya descripción reza: «Piezas de acero inoxidable con característica de torsión y resistencia al desgaste».

Fig. 34

1.er Paso

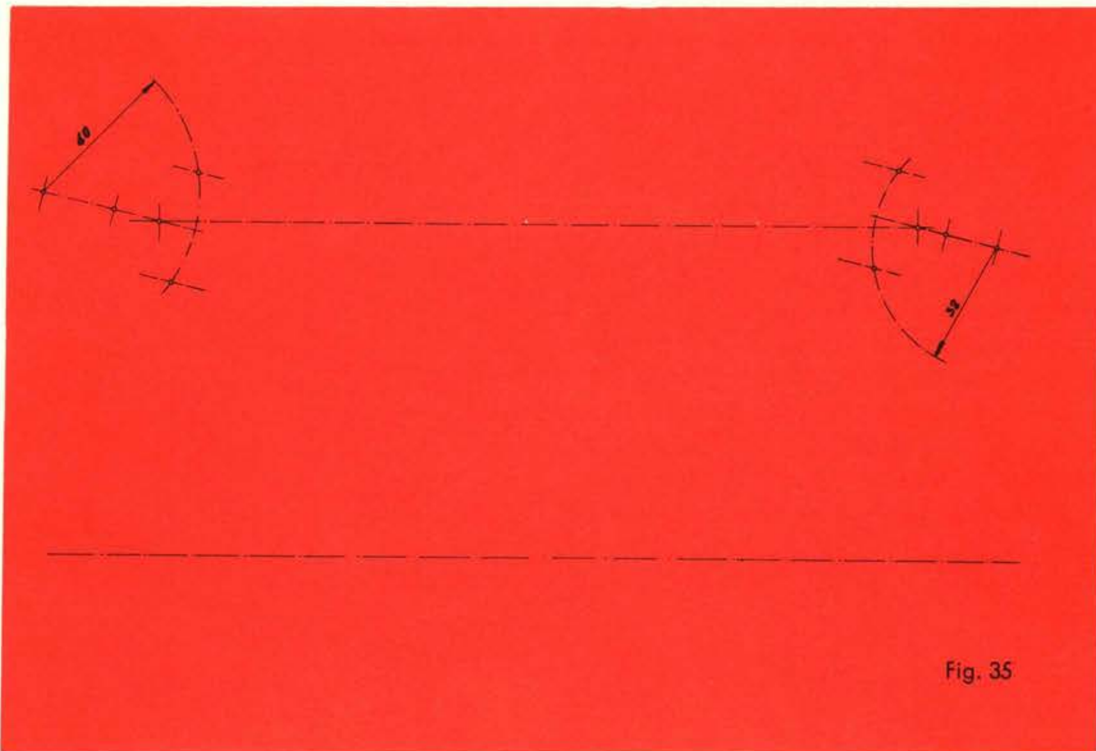
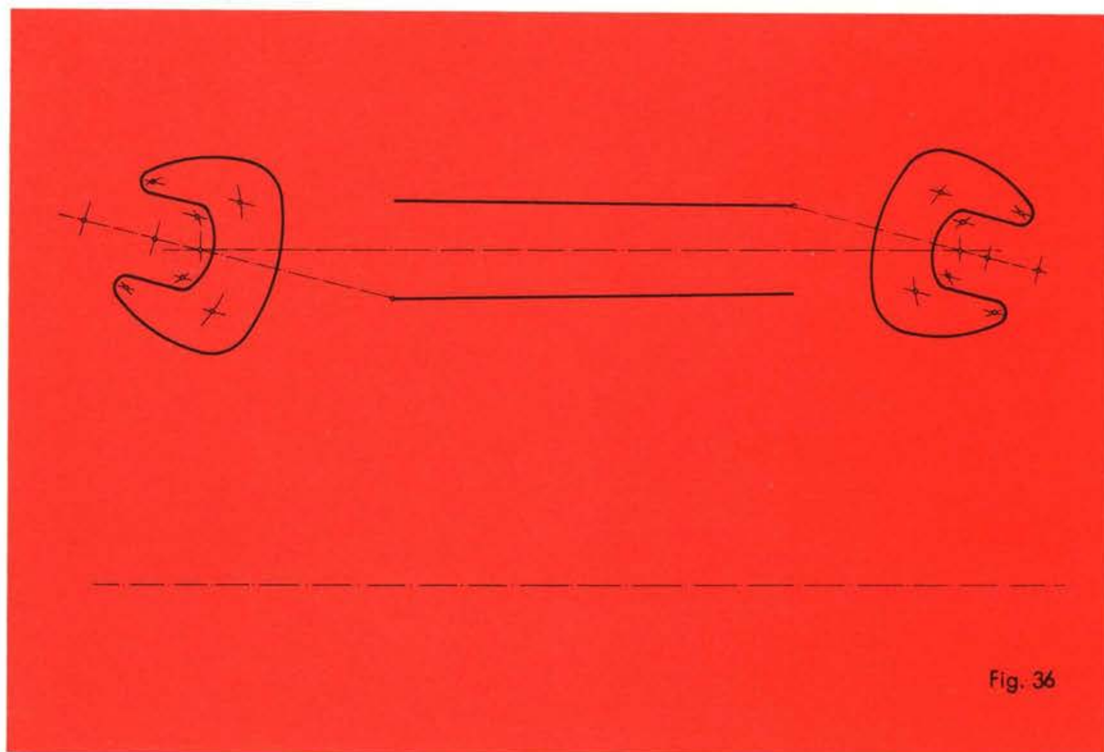


Fig. 35

2.° Paso


Fig. 36

3.er Paso

II - EJERCICIO DE PROYECCION DE UN TORNILLO ROSCA WHITWORTH DE CABEZA HEXAGONAL, CON SU TUERCA Y ARANDELA.

En este ejercicio vamos a llevar a cabo el cálculo de un tornillo y su subsiguiente dibujo.

Como es natural, partiremos de los datos precisos para llevarlo a cabo. Supongámonos para ello que se trata de un tornillo que debe soportar una carga de 1.100 Kgs y que debe trabajar a cortadura simplc. El coeficiente de trabajo lo supondremos a 600 kilos cm^2. La cabeza debe ser de forma hexagonal.

Empezaremos por conocer el diámetro nominal, aplicando para ello la fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times \tau}}$$

y haciendo operaciones tendremos:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 1.100}{3'14 \times 600}} = 1'52 \text{ cm} = 15'2 \text{ mm.}$$

En principio, pues, nos damos cuenta, echando una ojeada a la tabla de equivalencias de roscas Whitworth normalizadas, que el diámetro del tornillo más semejante al que hemos encontrado es de 5/8 de pulgada (15'87 mm).

Si consultamos la tabla inserta en la página 29 de este grupo de lecciones, observaremos que la misma corrobora nuestro resultado, ya que para un coeficiente de trabajo de 600 kilos/cm^2, la carga máxima admisible para este tipo de tornillo es de 1.180 kilos, siendo por lo tanto aconsejable emplear tornillos de este diámetro con cargas comprendidas entre 760 y 1.180 kilos.

Ahora bien, para dar por bueno el resultado obtenido es preciso que comprobemos si el espesor «e» de la chapas más delgada que ha de sujetar está dentro o no del esfuerzo a soportar por el tornillo.

Multiplicando el diámetro del tornillo por 0'4 nos da un resultado de 6á34 mm; lo cual quiere decir que si la chapa más delgada es superior en espesor a esta última cantidad el diámetro encontrado es perfectamente admisible.

En caso contrario ya śabe usted lo que tiene que hacer, que no es otra cosa que aplicar la fórmula que nos determina el diámetro del tornillo en función del espesor de la chapa más delgada, o sea:

$$D = \frac{Q}{18 \times e}$$

Para no prolongar innecesariamente este capítulo de prácticas, daremos por bueno el resultado anterior y pasemos al dibujo correspondiente.

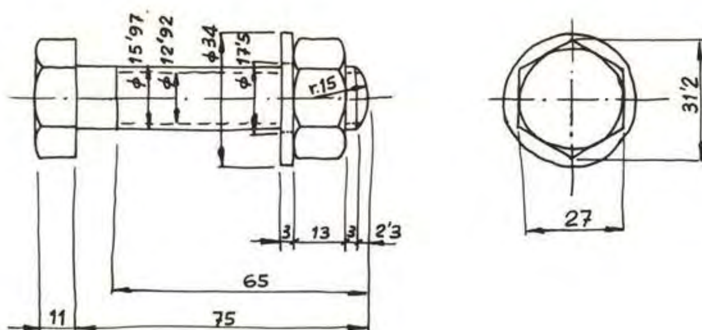
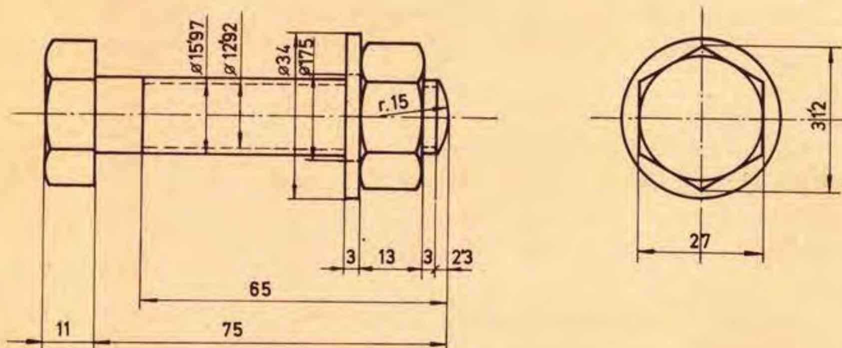


Fig. 37

En primer lugar haremos un croquis para anotar todas las dimensiones del tornillo (figura 37), así como las correspondientes a la tuerca y arandela, de acuerdo con la tabla de la página 32 (Vea acotaciones en la figura 33). Como dato adicional vamos a suponernos que la longitud total del vástago es de 75 mm y la de rosca 65.

Compruebe las cotas del croquis que le insertamos con las de la tabla y a continuación proceda sobre una lámina DIN A5 y a escala 1:1 a diseñar en tinta este elemento de fijación.



	FECHA	NOMBRE		
DIBUJADO	25-9-66	J. DUARTE		AFHA
COMPRO.	27-9-66	TUTUSAUS		
E. 1:1	TORNILLO 5/8"		Sustituye a	
			Sustituido por	

La escala ha sido reducida arbitrariamente para su compaginación.

AMPLIACION DE FISICA 1

Mecánica. — Definición y objeto de la Mecánica. Fuerza. Sistemas de Fuerzas. Principios fundamentales de la Estática. Composición de fuerzas. Polígono de fuerzas. Polígono funicular. Equilibrantes de un sistema.

Durante quince lecciones hemos estudiado unas nociones de Física. Que las hayamos titulado *nociones* es ya indicativo de que se trataba de algo elemental que si le ha capacitado para conseguir la categoría de delineante de segunda es insuficiente para que pueda alcanzar la de proyectista. Se imponen estas lecciones de ampliación de física en las que tratamos aquellos temas cuya aplicación en el campo de la técnica los hace imprescindibles a todos los que de una manera directa deben intervenir en la proyección de máquinas o de edificios.

Todo lo que se mueve y todo lo que permanece quieto, está sujeto a fuerzas que actúan sobre los elementos de que se trate, bien produciendo un desplazamiento del mismo, en cuyo caso hay movimiento, bien impidiendo estos cambios de posición, en cuyo caso se establece un equilibrio o un *no movimiento*.

El estudio del movimiento y del equilibrio en relación a las fuerzas que los producen es de suma importancia para el proyectista. Si una máquina es capaz de efectuar un trabajo mediante el movimiento de algunas de sus piezas, es porque las fuerzas capaces de moverlas están bien calculadas y si un edificio no se viene abajo y puede soportar su mismo peso y las fuerzas exteriores a que está expuesto, es porque cada uno de sus elementos está calculado para vencer la acción de la fuerza que representa su peso, por ejemplo... o el empuje del viento.

Todas estas cuestiones se estudian en la Mecánica, que ES LA PARTE DE LA FÍSICA QUE ESTUDIA EL MOVIMIENTO Y EL EQUILIBRIO DE LOS CUERPOS, LAS FUERZAS QUE LOS PRODUCEN, ASÍ COMO LOS EFECTOS QUE DE ELLOS SE DERIVAN.

Así vemos cómo la Mecánica abarca dos grandes campos: el de los cuerpos en movimiento y el de los cuerpos en equilibrio. La parte de la mecánica que estudia los cuerpos en movimiento recibe el nombre de DINÁMICA, que es la *ciencia que estudia el movimiento de los cuerpos en relación a las fuerzas que lo producen.*

El estudio de los cuerpos en equilibrio, pertenece a la ESTÁTICA, *ciencia que estudia el equilibrio de los cuerpos en relación a las fuerzas que que lo producen.*

Quizá será conveniente hacer una distinción entre el movimiento estudiado en relación a la fuerza. En este segundo caso estamos en el campo de la CINEMÁTICA, ciencia de la que algo hemos aprendido al estudiar (recuérdelo) los tipos de movimiento a que puede estar sujeto un cuerpo. Cuando hemos estudiado el movimiento uniforme y el movimiento acelerado o retardado, hemos hecho cinemática. Quede claro, pues, que hacemos mecánica cuando estudiamos fuerza y movimiento o fuerza y equilibrio. El concepto de fuerza nunca puede ir desligado de concepto de mecánica.

Digamos aún que cuando la dinámica y la estática se estudian aplicándolos a los flúidos, se habla de hidrostática y de hidrodinámica si el flúido es agua. Cuando el flúido es aire, se hablará de aerodinámica o de aerostática. En el campo de la construcción se habla de estática aplicando nombres especiales como por ejemplo, *estabilidad, estructuras hiperestáticas*...

FUERZA

Con lo dicho hemos apuntado que no existe un fenómeno posible sin la actuación de una o más fuerzas. No hay mecánica sin fuerzas.

El concepto de fuerza no es desconocido, ¿verdad? Hemos hablado de fuerza al estudiar las nociones de física dedicadas a los conceptos de trabajo y potencia. Sin embargo, no empezaremos el estudio de la mecánica sin dar antes una definición cabal de lo que debe entenderse por fuerza:

FUERZA ES TODA ACCION EXTERIOR A UN CUERPO CAPAZ DE DEFORMARLO O DE MODIFICAR SU ESTADO DE REPOSO O DE MOVIMIENTO.

Una bola de billar no se mueve sobre el tapete si no media una fuerza aplicada sobre ella. Cuando el taco percute sobre la bola, ésta sale disparada y nadie se maravilla de ello, puesto que todo el mundo está de acuerdo en decir que el tacazo es una *fuerza* capaz de desplazar la bola. Lo que parece más raro para el no iniciado en física, es que antes de la acción del taco la bola esté en un estado de reposo gracias también a que sobre ella actúan ciertas fuerzas. En efecto: si esta misma bola de billar la soltamos desde una cierta altura, se pondrá en movimiento (que resulta ser uniformemente acelerado) hasta que quede frenada por el suelo. Evidentemente debe existir una fuerza que haya provocado la caída de la bola. Esta fuerza no es otra que la gravedad; la *fuerza de la gravedad* a la que están sometidos la totalidad de los cuerpos y que tiende a dirigirlos al centro de la tierra. Así, un cuerpo en estado de reposo fatalmente estará sujeto a la fuerza de la gravedad y si no se produce un movimiento de caída es porque otras fuerzas vienen a contrarrestarla. Cuando estamos sentados, no damos de posaderas en el suelo porque la silla opone una resistencia, ejerciendo una fuerza contraria a la que provocaría nuestra caída.

Todos los cuerpos del universo están sujetos a la acción de la gravedad y si se mantienen en sus respectivas posiciones o trayectorias, es porque la fuerza con que se atraen los unos con los otros queda equilibrada por el valor de sus masas, por la distancia a que se encuentran entre sí y por la fuerza centrífuga que implica todo movimiento de rotación.

Es interesante darse cuenta de que una fuerza aplicada sobre un cuerpo no siempre debe traducirse en un movimiento. Los estados de equilibrio también son debidos a la acción de fuerzas.

GRAFOSTATICA

Llamamos grafostática a la parte de la estática que estudia el equilibrio de las fuerzas mediante su representación gráfica.

La representación gráfica de las fuerzas que actúan sobre los cuerpos se efectúa mediante una flechas llamadas *vectores-fuerza*.

Estos *vectores* no son otra cosa que flechas (figura 38) que representan la dirección, magnitud, sentido y punto de aplicación de la fuerza.

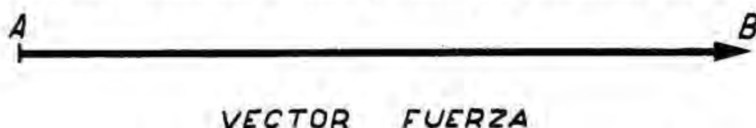


Fig. 38

Decimos que el vector de la figura 38 representa una fuerza. Veamos cómo debemos interpretar este vector: El punto A, es el *punto de aplicación* de la fuerza. La flecha B indica el *sentido* en que se aplica la fuerza (horizontal y de izquierda a derecha en este caso concreto) sobre la *dirección* de la recta. La medida del segmento AB es lo que nos da la *intensidad* o *magnitud* de la fuerza en Kg. Toneladas, gramos etc.

La magnitud o intensidad la medimos con el doble decímetro, habiendo establecido antes, al dibujar el plano con la representación de las fuerzas, una determinada escala de valores. Así, por ejemplo, podemos establecer que una tonelada de fuerza corresponderá a un centímetro de vector. En este caso, si un vector resulta tener una longitud de 5 cm, sabremos que nos representa una fuerza de cinco toneladas. Una fuerza de 600 Kg. si seguimos en el supuesto de que 1 cm = 1 Tm, vendrá representada por un vector de 0'6 cm, puesto que 1 Tm = 1.000 Kg = 10 mm de vector-fuerza.

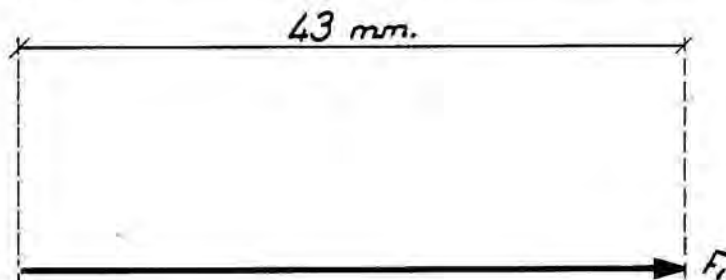


Fig. 39

En la figura 39 se establece que 1 cm = 100 Kg. Por lo tanto, ¿qué fuerza nos representa el vector?... Su medida es de 43 mm que son 4'3 centímetros. Por lo tanto, nos representará una fuerza de 430 Kg.

SISTEMA DE FUERZAS

Que sobre un cuerpo actúe una sola fuerza no es lo normal. Por contra, lo normal es que sobre un mismo cuerpo actúen varias fuerzas a la vez. Decimos que este cuerpo está sometido a un sistema de fuerzas.

Pero, aunque parezca curioso (y no deja de serlo) cuando un cuerpo está sometido a un sistema de fuerzas, siempre ocurre que todas las fuerzas actuales pueden sustituirse por una sola fuerza, cuya acción será la misma que aquella que efectúan las fuerzas que componen el sistema. Las fuerzas que forman el sistema se llaman COMPONENTES, siendo la *resultante*, aquella fuerza que puede sustituir a las componentes.

El estudio de los sistemas de fuerzas para hallar la resultante de los mismos es lo que vamos a emprender a continuación, pero no sin antes conocer los principios fundamentales de la Estática.

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA ESTATICA

Tres son los principios fundamentales de la Estática. A saber:

1.º Una fuerza sola nunca produce equilibrio.

2.º Dos fuerzas iguales y contrarias aplicadas sobre un mismo punto siempre producen equilibrio.

3.º Un sistema de fuerzas no varía si se introducen o quitan varias fuerzas que se equilibren entre sí.

De la combinación de los últimos principios sacamos una conclusión sumamente práctica e interesante: *toda fuerza puede desplazarse sobre su misma dirección sin que se modifiquen sus efectos.*

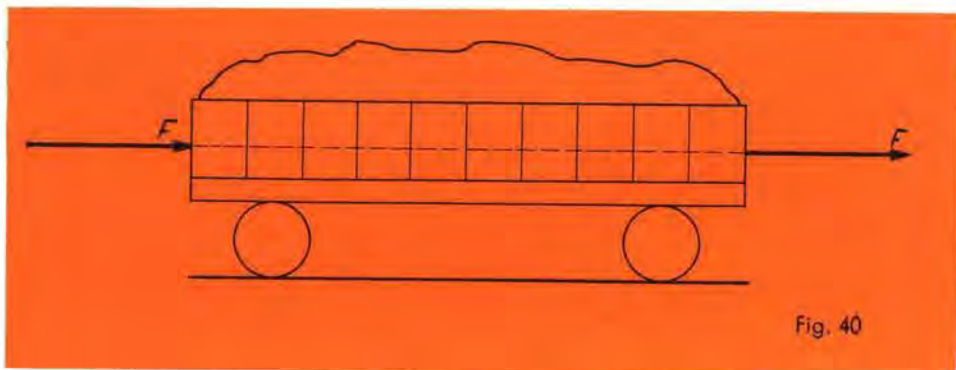


Fig. 40

Expresada gráficamente, esta conclusión la verá en la figura 40, que tiene ahí mismo: la fuerza F produce los mismos efectos estando en la posición de empuje (F) que estando en la posición F', en cuyo caso *tira* del vagón. En definitiva la fuerza F' es la misma fuerza F trasladada sobre su misma dirección (línea de trazos).

COMPOSICION DE FUERZAS

Ya sabemos lo que es un sistema de fuerzas y también queda dicho que todo sistema tiene una resultante, o sea, una fuerza cuya acción es la misma que la de todas las componentes juntas.

Vamos a ver ahora cómo se compone un sistema para obtener su resultante. No olvide que estamos estudiando grafostática y que, por lo mismo, las operaciones que efectuaremos son eminentemente gráficas.

Son varios los casos en que nos podemos encontrar, según sea la dirección y sentido de las fuerzas componentes. Estos casos, en síntesis, pueden ser:

a. — FUERZAS QUE ACTÚAN EN LA MISMA DIRECCIÓN:

Cuando dos fuerzas actúan en la misma dirección, es evidente que pueden hacerlo también en el mismo sentido, o en sentidos contrarios.

Si dos o más fuerzas actúan en una misma direción y sentido, *la resultante es otra fuerza de igual dirección y sentido y cuya intensidad es la suma de las intensidades de cada una de las componentes.*

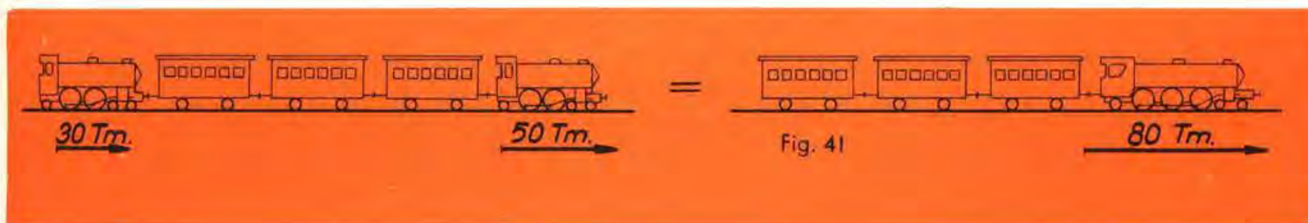


Fig. 41

Supongamos el tren de la figura 41 arrastrado por dos locomotoras. Una de ellas (la delantera) tira con una fuerza de 50.000 Kg y la otra, empuja en el mismo sentido con una fuerza de 30.000 Kg. En este caso, las dos locomotoras podrían sustituirse por una sola cuya potencia de arrastre fuese la suma de las intensidades de las fuerzas representadas por las dos locomotoras. O sea: que una locomotora con una potencia de arrastre de 80.000 Kg (50.000 + 30.000 = 80.000) produciría el mismo efecque las dos fuerzas anteriores.

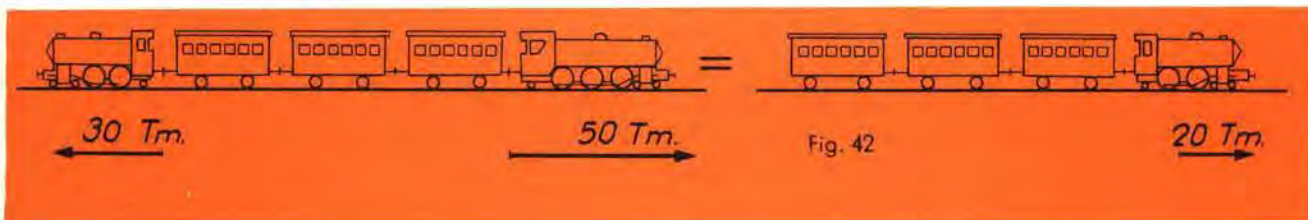


Fig. 42

En la figura 42, tenemos otro caso: el mismo tren y las mismas locomotoras tirando ambas en la misma dirección, pero en sentido contrario. Es evidente que la fuerza de una de ellas quedará contrarrestada, en parte por la fuerza de la otra, que se aplica en sentido contrario. En este

caso diremos que: *cuando dos fuerzas de distinta intensidad actúan en la misma dirección pero en sentidos opuestos, la resultante es otra fuerza que actúa en la dirección establecida y cuyo sentido es el de la fuerza mayor. La intensidad de la resultante será la diferencia entre las intensidades de las dos componentes.*

En el caso concreto de este tren, el efecto que producen las dos máquinas sería el mismo que produciría una máquina de 20 Tm tirando en el sentido de la locomotora de 50 Tm.

Cuando las dos componentes son de igual intensidad pero de sentido opuesto, la resultante es nula, no habiendo, por lo tanto, ningún movimiento.

b. — FUERZAS CONCURRENTES:

Dos o más fuerzas pueden aplicarse sobre un mismo punto y actuar en distintas direcciones. Estas fuerzas, diremos que son concurrentes. Vamos a dar una definición más exacta: Decimos que *dos o más fuerzas son concurrentes, cuando ellas mismas o sus prolongaciones concurren en un mismo punto de aplicación.*

Se trata, claro, de encontrar la resultante de dos o más fuerzas concurrentes. Empezaremos por un ejemplo sencillo para complicar luego la cuestión. El caso más simple será aquel que represente un sistema con dos únicas fuerzas concurrentes. Pongamos por caso que se trata del sistema de la figura 43. Vamos a sustituir estas dos fuerzas por una sola; o sea: vamos a encontrar su resultante. Es muy sencillo:

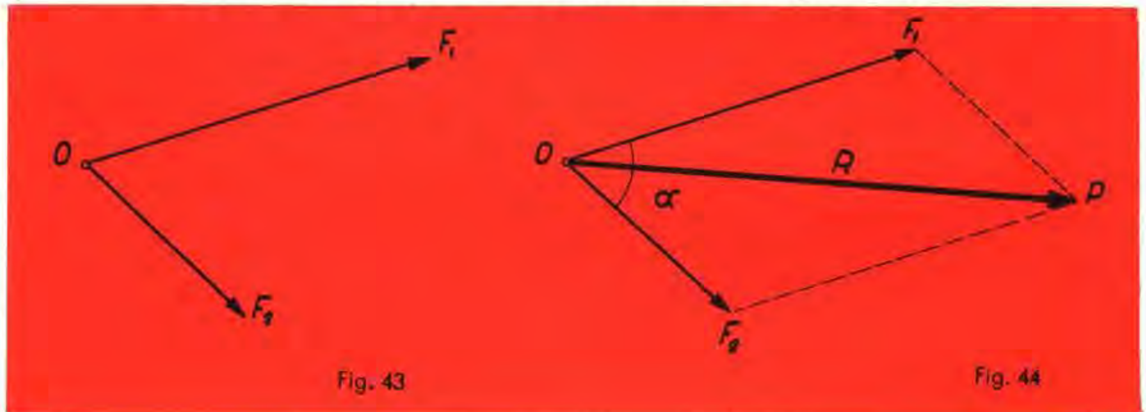


Fig. 43 Fig. 44

Por el extremo F_1 de la primera fuerza, trazaremos una paralela a la fuerza F_2 y por el extremo F_2, una paralela a F_1. Estas paralelas señalarán un punto de intersección P. Pues bien: uniendo el punto de aplicación del sistema de fuerzas concurrentes con este punto P, tendremos un nuevo vector que será la fuerza resultante. La llamaremos R.

Gráficamente vemos lo sencillo que resulta encontrar la fuerza resultante de dos concurrentes. Pero, claro; esta resultante ya no será la suma de intensidades de las componentes, eso es lógico. Y, sin embargo, será necesario encontrar la intensidad de esta nueva fuerza. ¿Cómo conseguirlo? Una fórmula trigonométrica nos solucionará el problema:

Observe que la resultante es la diagonal del paralelógramo que forman las dos componentes y las paralelas a ellas trazadas.

Además: F_1 y F_2, como vectores-fuerza que son, representan cantidades bien definidas que en forma gráfica están situadas representando un ángulo, al que llamaremos α (alfa). Luego la resultante R podemos encontrarla en función de este ángulo y del valor de los vectores componentes.

La fórmula será:

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 \pm 2\, F_1\, F_2 \times \cos \alpha}$$

Nota: Cuando α sea mayor de 90°, se operará con el signo + y, cuando sea menor, con el signo —.

Si el ángulo α resultase igual a un recto, la fórmula se nos simplifica notablemente, puesto que la resultante R pasa a ser la hipotenusa de un triángulo rectángulo.

Esta es la fórmula que nos permite el cálculo de la intensidad de la resultante en un sistema de dos fuerzas concurrentes. Sin embargo, cuando no se trata de dar datos absolutamente exactos, lo que se hace es operar gráficamente y tomar con el doble decímetro la medida de la resultante obtenida. Como que al dibujar habremos dado a los vectores componentes la longitud requerida de acuerdo con la escala, no tendremos más trabajo que pasar de la longitud de la resultante a la fuerza que tal longitud nos representa.

Hemos dicho que complicaríamos el problema y vamos a hacerlo. ¿Qué ocurre cuando no son sólo dos las fuerzas concurrentes, sino que son tres o más?...

Sencillo, muy sencillo. Se trata, en este caso, de componer en cadena empezando por buscar la resultante de dos fuerzas del sistema. Esta resultante, a la que podemos llamar R_1, la componemos con otra fuerza, como si se tratase de un nuevo sistema de dos concurrentes. Con ello tendremos una nueva resultante R_2, que con otra fuerza del sistema puede darnos una R_3, etc. La última resultante obtenida con este procedimiento será la resultante total R.

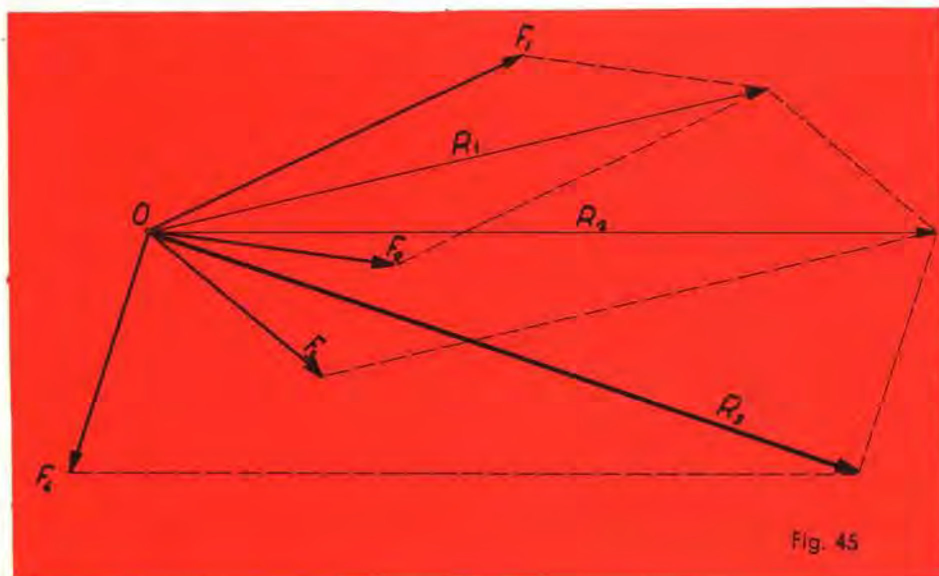


Fig. 45

Veamos el ejemplo de la figura 45. Empezaremos por buscar la resultante entre las fuerzas F_1 y F_2, que será la nueva fuerza R_1. A continuación buscaremos la resultante de R_1 y F_3. Habremos conseguido la fuerza R_2, o sea, una nueva resultante intermedia. Sólo nos falta encontrar la resultante entre R_2 y la fuerza F_4 para llegar a la R final.

El valor de la intensidad que representa esta resultante lo obtendremos bien por el sistema directo de tomar su longitud sobre el dibujo, bien aplicando la fórmula dada, en función de las dos últimas fuerzas consideradas, o sean la resultante intermedia R_2 y la fuerza R_4.

c. — FUERZAS PARALELAS:

Si dos fuerzas actúan paralelamente puede ocurrir que lo hagan en el mismo sentido o bien en sentido contrario. No hay más posibilidades.

Veamos qué ocurre en el primer caso: fuerzas paralelas actuando en el mismo sentido.

Lo que ocurre (fíjese bien y lea despacio) es lo siguiente:

La resultante es una fuerza que actúa en la misma dirección y sentido de las componentes. Será, por lo tanto, paralela a ellas. La intensidad de esta resultante es igual a la suma de las intensidades de las componentes. Finalmente (y eso es lo más característico de estos sistemas de fuerzas), su punto de aplicación estará situado sobre la recta que pasa por los puntos de aplicación de las componentes, pero de tal forma, que la distancia de este punto al de aplicación de las componentes sea inversamente proporcional a las intensidades de las mismas. La componente mayor estará menos separada de la resultante que la componente menor.

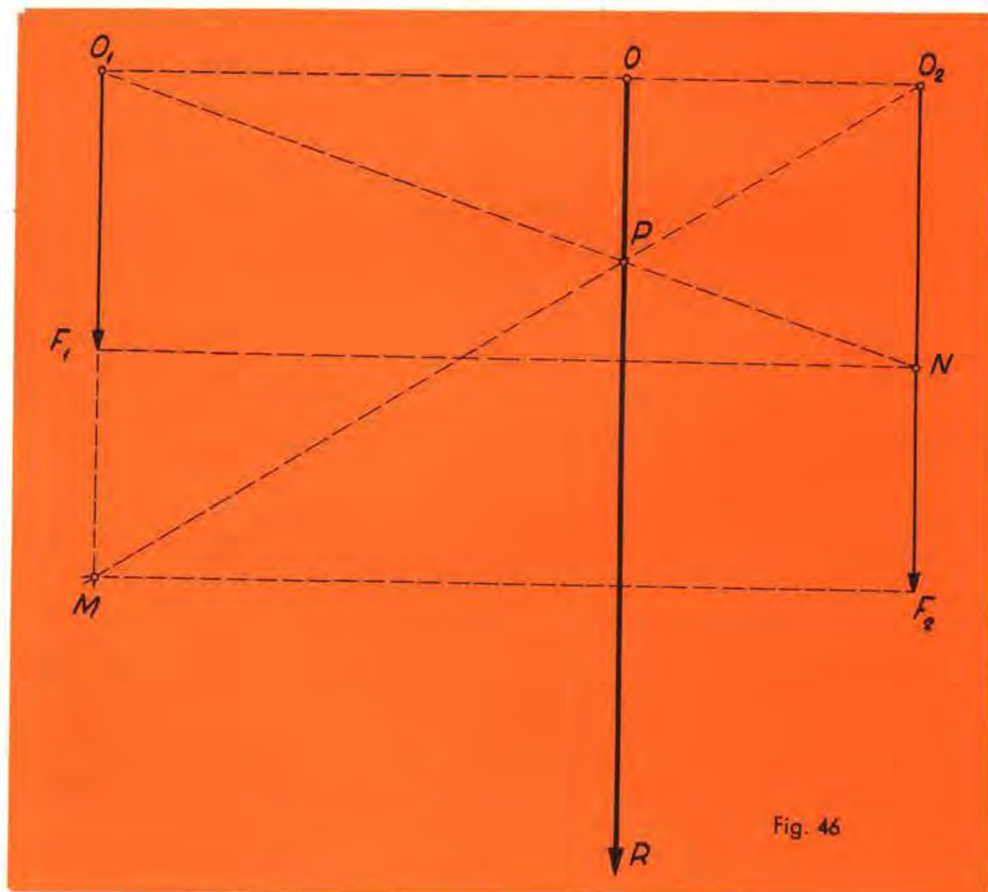


Fig. 46

Todo eso, en forma gráfica, es muy fácil de conseguir. Veamos el ejemplo de la figura 46 para convencernos de ello.

Tenemos el sistema formado por dos fuerzas paralelas que actúan en el mismo sentido. Son las fuerzas F_1 y F_2. La resultante sabemos que debe tener una longitud igual a la suma de las longitudes de F_1 y F_2, puesto que su intensidad es la suma de ambas. Lo que nos interesa, pues, es encontrar su punto de aplicación sobre O_1O_2. Sobre la fuerza F_2 y a partir de su punto de aplicación O_2 señalaremos la distancia $O_2N = O_1F_1$. Dicho de otra forma: sobre la fuerza mayor y a partir del punto de aplicación situamos la fuerza menor. Sobre la fuerza menor O_1F_1, situaremos O_2F_2 obteniendo el punto M, puesto que hacemos $O_1M = O_2F_2$. Unimos M con O_2 y N con O_1. El cruce de estas dos rectas nos determina el punto P, por el que pasará la resultante que buscamos. Esta resultante la trazaremos paralela a las dos componentes y nos señalará un punto de aplicación O, para el cual se cumplirá que:

$$\mathbf{F_1 \times OO_1 = F_2 \times OO_2}$$

La intensidad de la resultante, ya lo hemos dicho, será igual a la suma de las intensidades de las componentes.

Veamos ahora el caso de dos fuerzas paralelas pero que actúan en sentido contrario. Sea, por ejemplo, el sistema de fuerzas de la figura 47. Para su solución actuaremos de manera similar a como lo hemos hecho cuando las fuerzas paralelas actuaban en el mismo sentido.

Situaremos F_1 sobre F_2, con lo cual obtendremos el punto N. Luego tomamos F_2 sobre F_1 y conseguimos el punto M. Desde N trazamos una

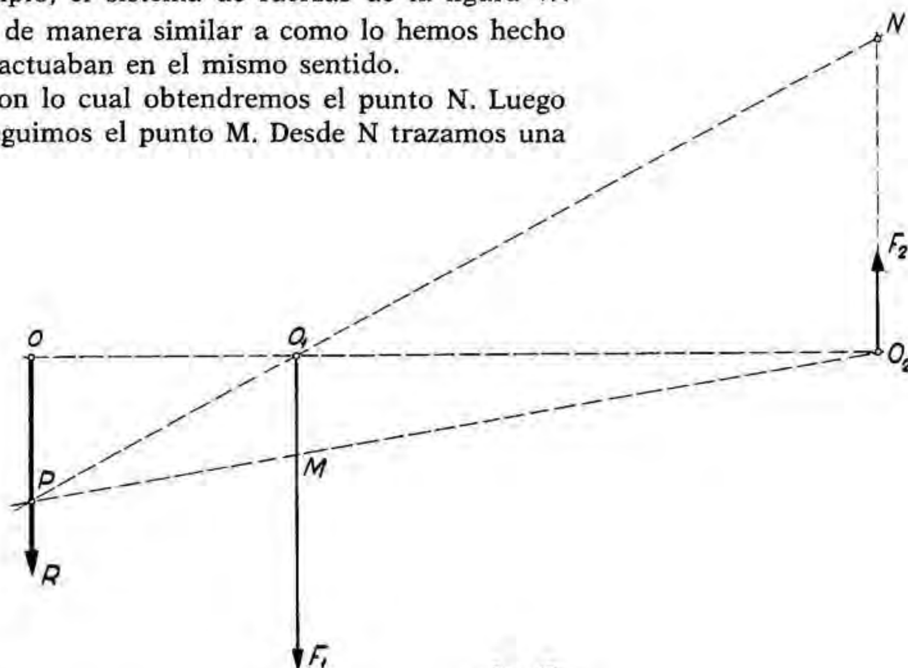


Fig. 47

recta que pase por O_1 y desde O_2 una recta que pase por M. Estas rectas se cortan en P, que será el punto por el cual pasará la resultante buscada.

Esta resultante tendrá una intensidad igual a la diferencia de intensidades de las componentes, actuará en el sentido de la componente mayor y su punto de aplicación O será tal que se cumpla la igualdad siguiente:

$$\mathbf{F_1 \times OO_1 = F_2 \times OO_2}$$

d. — PAR DE FUERZAS:

Un caso particular y muy interesante por las consecuencias que implica es el que representa un sistema de fuerzas paralelas de igual intensidad y que actúan en sentido contrario. ¿Qué ocurre en este caso?... Es evidente que si la resultante tiene una intensidad igual a la diferencia de intensidades de las componentes, siendo $F_1 = F_2$, esta resultante será nula, puesto que $F_1 - F_2 = O$. Nos encontramos con un sistema sin resultante, pero sí con movimiento, puesto que la acción de F_1 y F_2 (vea la figura 48) se traduce en un movimiento de rotación.

El sistema formado por sus fuerzas iguales y paralelas actuando en sentido contrario se llama *par de fuerzas.*

El movimiento de rotación del par es ocasionado por lo que se llama el *momento de giro* del par y que viene dado por el *producto de una cualquiera de sus fuerzas (ambas son iguales) por la distancia que hay entre ellas.*

Así, en el caso de la figura 48, el *momento* del par viene dado por esta igualdad:

$$F_1 \times OO_1 = F_2 \times OO_2$$

La importancia que este concepto (par de fuerzas y momentos del par) tiene en la práctica, es algo que iremos viendo en lecciones sucesivas. De momento basta con lo dicho.

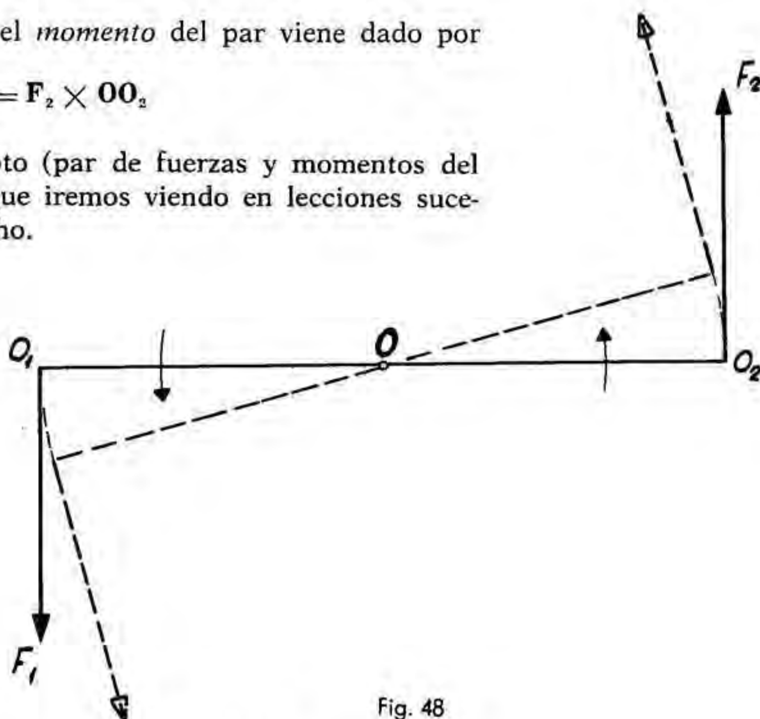
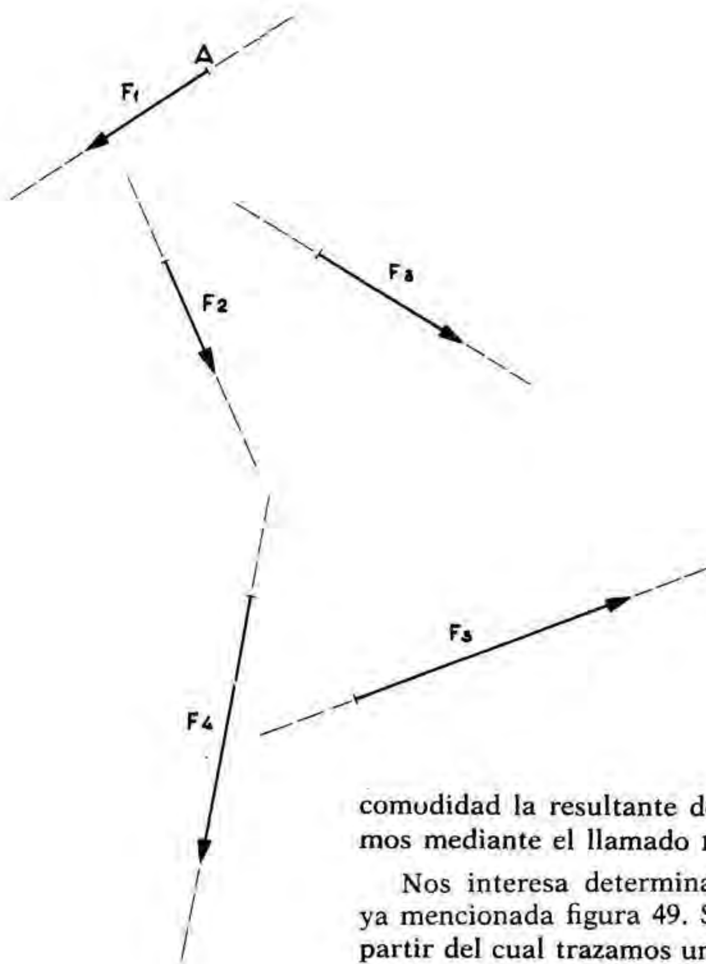


Fig. 48

POLIGONO DE FUERZAS

Al tratar de las fuerzas concurrentes hemos visto un sistema para hallar la resultante, partiendo de un rectángulo que formábamos entre cada dos fuerzas. Suponga ahora el sistema de fueza de la figura 49. Si la resultante debemos encontrarla por el procedimiento del paralelogramo, no hace falta ser un lince para comprender que es un lío enorme. Deberíamos empezar por prolongar fuerzas en su propia dirección hasta que se cortasen, hallando entonces la resultante; esta resultante deberíamos componerla con otra de las fuerzas del sistema que, muy posiblemente también, deberíamos prolongar... Líneas y más líneas superpuestas, formando un verdadero galimatías. Para evitar estos inconvenientes vamos a estudiar un procedimiento que permita encontrar con



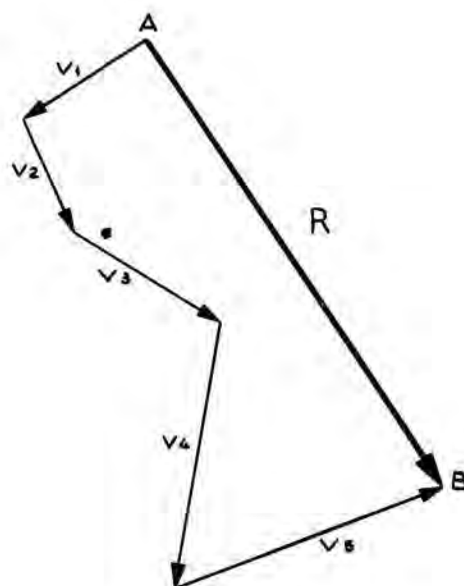


Fig. 49

comodidad la resultante de cualquier sistema de fuerzas. Lo conseguiremos mediante el llamado POLÍGONO DE FUERZAS. Veamos:

Nos interesa determinar la resultante del sistema de fuerzas de la ya mencionada figura 49. Separado del sistema, tomamos un punto A, a partir del cual trazamos un vector V_1 de igual intensidad que el vector F_1 del sistema propuesto, pero con la condición de que este vector V_1 que trazamos: SEA PARALELO A LA FUERZA F_1 DEL SISTEMA: A partir del extremo de F_1 trazamos un nuevo vector V_2 de igual intensidad que F_2 y paralelo a él. Trazamos ahora V_3 partiendo del extremo V_2 con las mismas condiciones de antes: igual y paralela a F_3. Y así vamos siguiendo hasta terminar con el vector V_5, cuyo extremo nos señala el punto B. Uniendo A con B, cerraremos el polígono con una recta que es la resultante deseada, cuya intensidad nos viene dada por su longitud y cuyo sentido es el de A, hacia B.

POLIGONO DE FUERZAS DE UN SISTEMA DE FUERZAS PARALELAS

Si el sistema de fuerzas, en vez de ser de fuerzas concurrentes lo es de fuerzas paralelas, no podrá tener su polígono. Es natural, puesto que todos los vectores fuerza siguen la misma dirección.

En la figura 50 tenemos un sistema de fuerzas paralelas y lo que se llama el *polígono suma*, que no es tal polígono, sino una recta que es la suma de fuerzas del sistema. Comprobamos así que la resultante de un sistema de fuerzas paralelas es una fuerza cuya intensidad es la suma de intensidades de las componentes.

Fig. 50

F2 11 Kg
F1 25 Kg
F3 29 Kg
F4 35 Kg

F1
F2
F3
F4
R = 100 Kg

SISTEMA DE FUERZAS

POLIGONO DE LA SUMA

POLIGONO FUNICULAR

Mediante el polígono de fuerzas hemos conocido la resultante de un sistema en dirección, sentido e intensidad. Pero nos hemos quedado sin conocer su punto de aplicación dentro del sistema. Para conseguir este nuevo dato, recurrimos al llamado *polígono funicular*. ¿Qué es eso?...

Supongamos el sistema de fuerzas de la figura 51, del que deseamos determinar su resultante en intensidad, dirección, sentido y *punto de aplicación*.

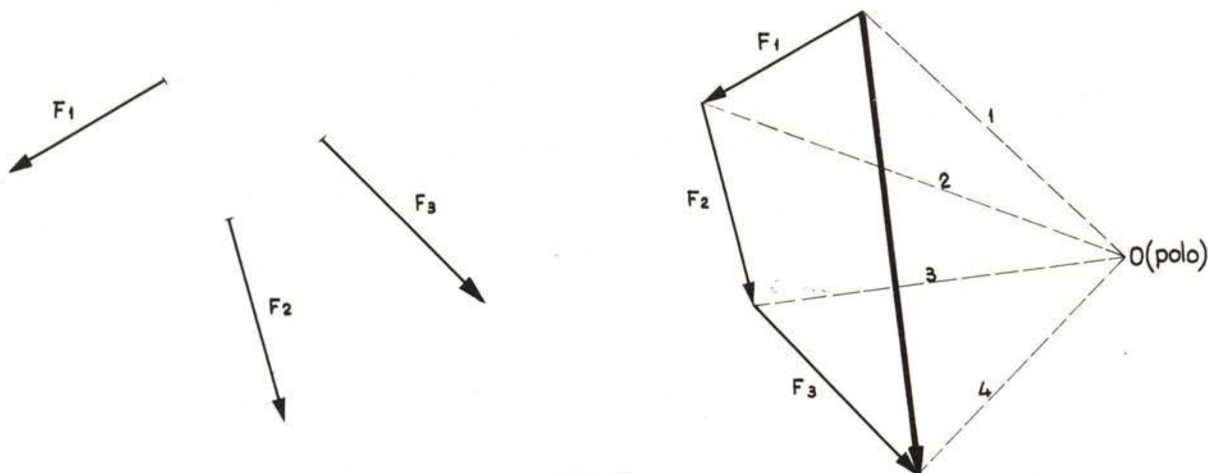


Fig. 51

El primer paso a dar será el trazado del polígono de fuerzas correspondiente, cosa que ya sabemos hacer. Véalo al lado del sistema propuesto con la resultante hallada. El problema, ahora, está en situar esta resultante en el lugar que le corresponde, no en el polígono, sino dentro del sistema. Es ahora cuando trabajamos con el polígono funicular.

Tomamos un punto O exterior al polígono de fuerzas encontrado, al que llamaremos *polo*. Desde este polo trazaremos rectas a cada uno de los extremos de los vectores del polígono V_1, V_2, V_3, a las que llamaremos *rayos polares*. Tendremos el rayo polar 1, el 2, el 3 y el 4.

Abandonemos el polígono de fuerzas con su polo y rayos polares para señalar un punto P exterior al sistema de fuerzas. Hemos pasado a la figura 52; siga en ella esta explicación. Observe que, en realidad, hemos repetido la figura anterior, a la que se le han añadido una serie de operaciones que son las que comentaremos acto seguido. Hemos obrado así para no complicar demasiado una sola figura; para que las operaciones gráficas queden lo más claras posible, pero la realidad es que todas las operaciones se hacen sobre el sistema dado.

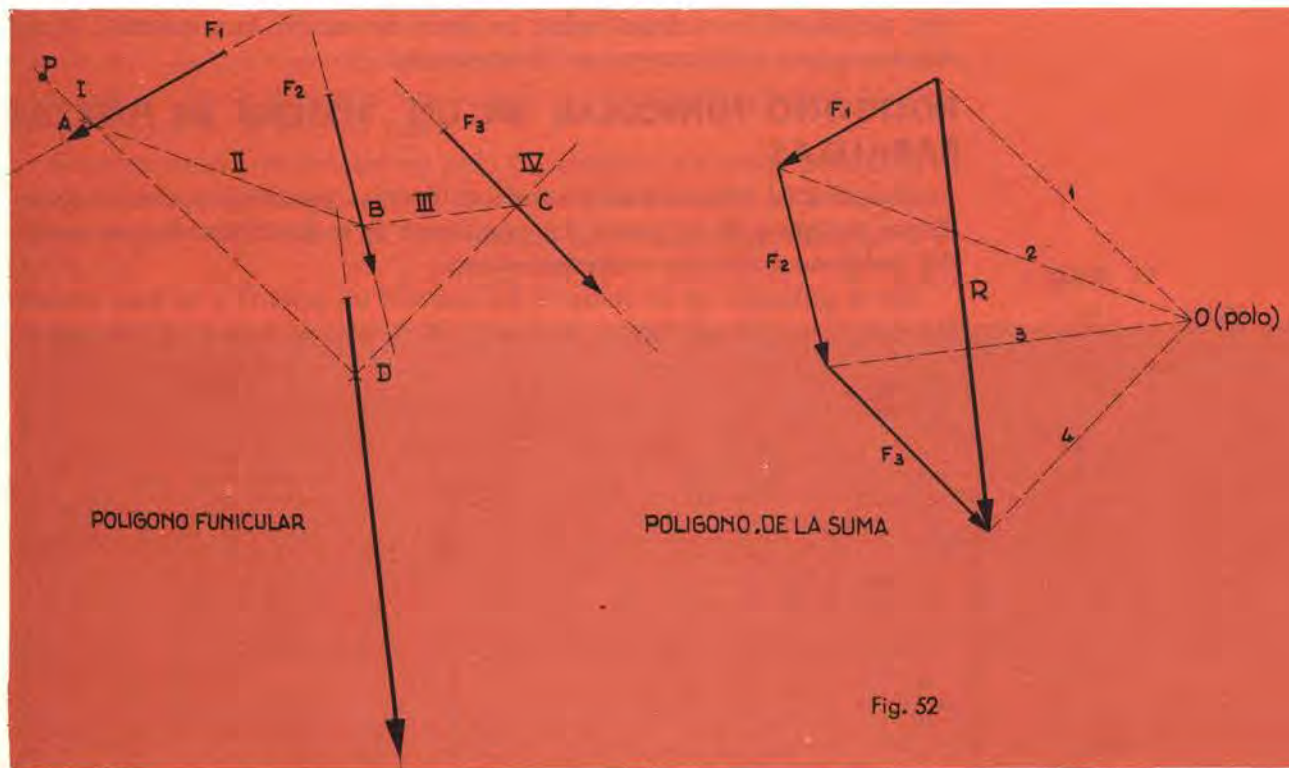


Fig. 52

Bien; quedamos en que determinamos un punto P exterior al sistema de fuerzas y que, al margen del mismo, tenemos dibujado el polígono de fuerzas correspondiente con un polo y los rayos polares.

Desde P trazamos una recta I, paralela al rayo polar 1 hasta que corte a la fuerza F_1. Desde este punto A trazamos otra recta, la II, paralela al rayo polar 2, que nos cortará en B la fuerza F_2. Desde B hacemos la misma operación y obtendremos III, paralela al rayo polar 3. Observe cómo al trazar desde C la paralela correspondiente al último rayo polar (recta IV), cerramos un polígono al cruzar en D la recta I o su prolongación.

Observe que en este polígono funicular obtenemos tantos lados como fuerzas intervienen en el sistema, más uno y que, en cada fuerza, concurren dos lados. Estos dos lados son precisamente los que corresponden a los rayos polares que en el polígono de fuerzas forman triángulo con la fuerza considerada. Así, por ejemplo, la fuerza F_1 en el polígono de fuerzas forma triángulo con los rayos polares 1 y 2. Por lo tanto, en el polígono funicular, sobre la fuerza F_1 coincidirán los lados I y II.

Esta particularidad también debe darse en la resultante, puesto que es una fuerza como otra cualquiera. Observemos que en el polígono de fuerzas, la resultante forma triángulo con los rayos 1 y 4. Por lo tanto, en el polígono funicular los lados I y IV deben coincidir sobre la resultante. Dicho de otro modo: la resultante debe pasar por el punto D, que es la intersección de I y IV. Trazando una paralela por D a la R del polígono de fuerzas tendremos situada la resultante sobre el sistema: la intensidad será la longitud de la R del polígono de fuerzas, lo mismo que la dirección y sentido, y como que la acción de una fuerza es la misma aunque se modifique la situación de su punto de aplicación, siempre que esta modificación se haga sobre su línea de acción, la resultante R del sistema queda suficientemente determinada.

POLIGONO FUNICULAR EN UN SISTEMA DE FUERZAS PARALELAS

La figura 53 presenta un sistema de fuerzas paralelas y el correspondiente polígono de la suma. La resultante R se ha obtenido por medio del polígono funicular correspondiente:

En el polígono de la suma se ha tomado un polo O y se han trazado los correspondientes rayos polares 1, 2, 3, 4 y 5. Sobre el sistema de

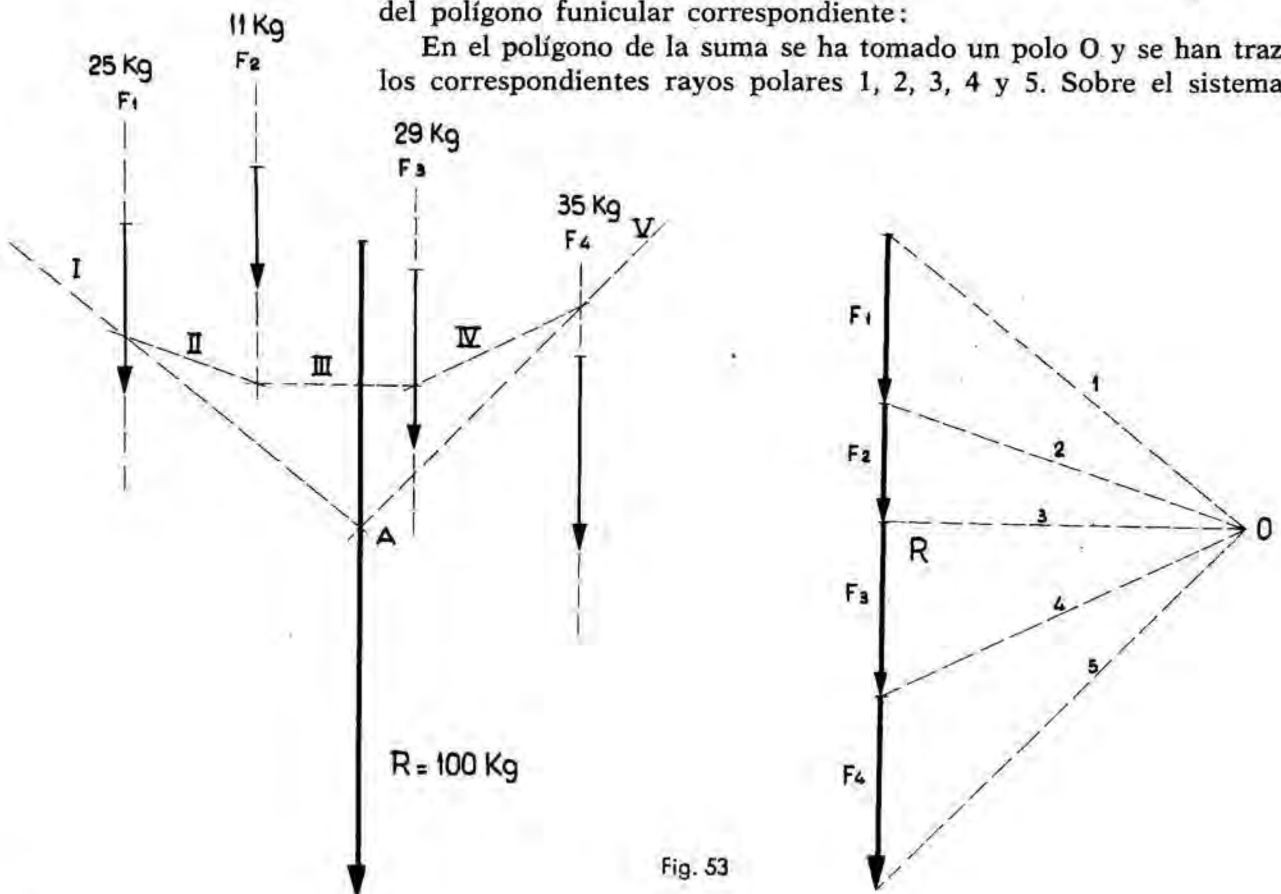


Fig. 53

fuerzas trazamos I, II, III, IV y V, paralelos a los rayos polares del polígono de la suma. I y V se cortan en A, punto por el que pasa la resultante, paralela como es natural a las fuerzas del sistema.

EQUILIBRANTES DE UN SISTEMA

En todo sistema de fuerzas podemos aplicar otra u otras, cuya acción sea contraria a la que producen las fuerzas del sistema, de tal forma, que las segundas anulen las primeras. A las fuerzas que anulan la acción de un sistema se las llama *equilibrantes* de este sistema. Una sola fuerza igual y contraria a la resultante de un sistema será su equilibrante, siendo éste el caso más simple en que nos podemos encontrar.

Pero puede darse el caso de que las equilibrantes de un sistema deban ser fuerzas distintas a la que contrarresta la resultante, en cuyo caso, para determinar su situación en el sistema, nos valemos de lo que se llama *línea de cierre*.

Supongamos que se trata de equilibrar el sistema de fuerzas de la figura mediante dos nuevas fuerzas cuya dirección es conocida. Llamemos V_a y V_b a las equilibrantes del sistema, cuya dirección nos viene dada por las líneas de trazos que aparecen encima del polígono de fuerzas perteneciente al sistema dado.

Empezaremos por señalar un polo O, trazando los rayos polares 1, 2, 3 y 4. A continuación trazamos el polígono funicular del sistema. Hasta aquí tenemos el problema en la situación de la figura 54. Pasemos a la figura 55.

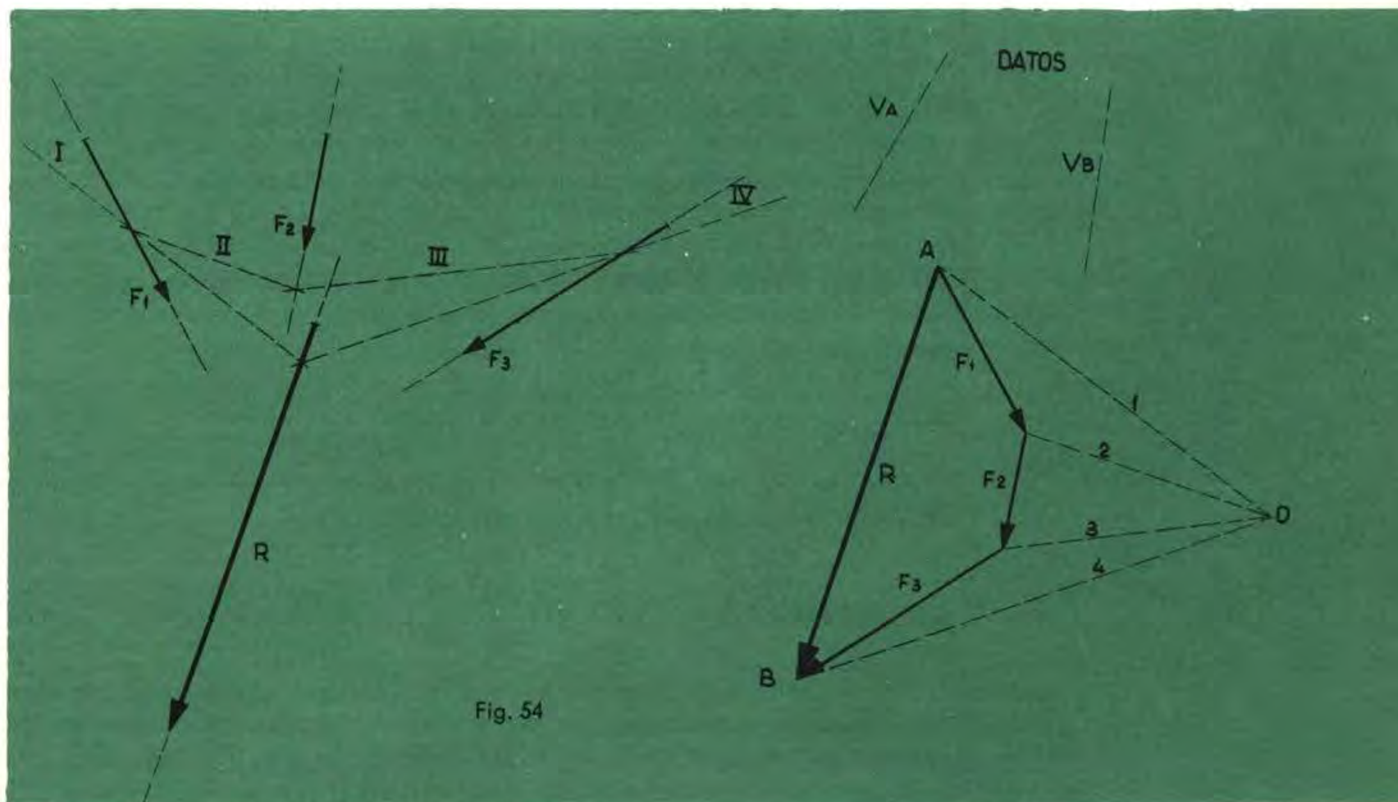


Fig. 54

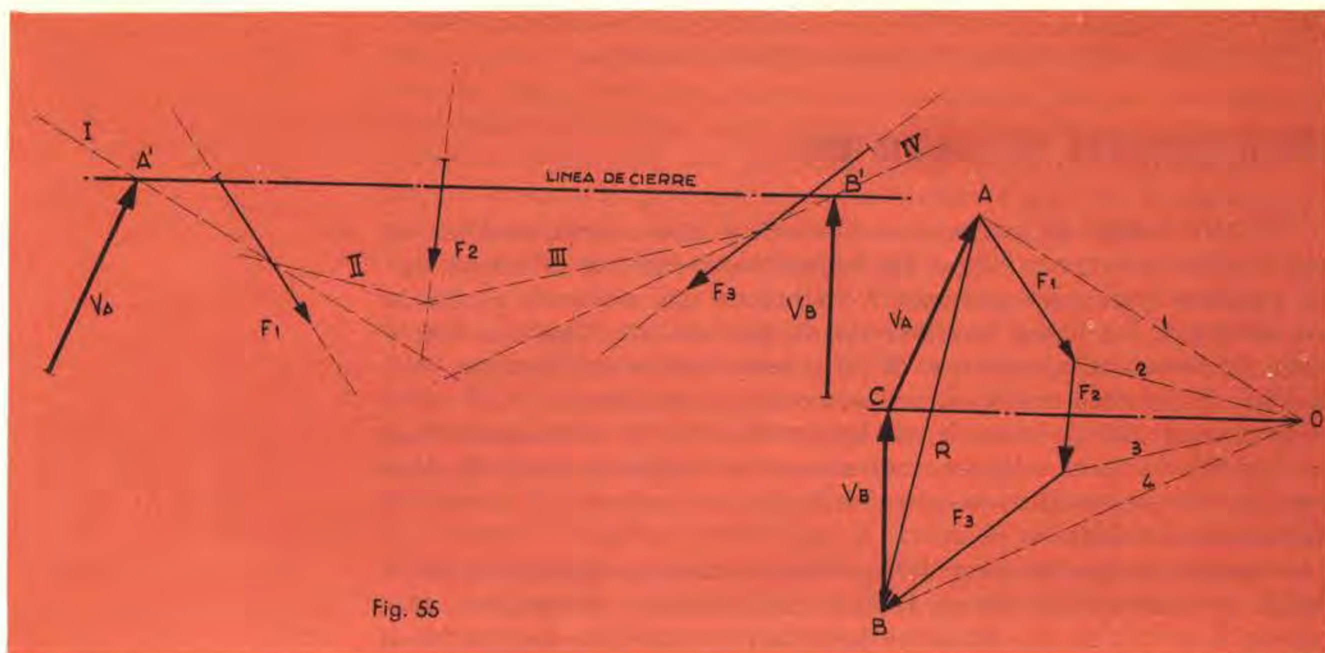


Fig. 55

Volvamos al polígono de fuerzas. Desde el extremo B de la resultante trazamos una recta paralela a la dirección V_b indicada en el gráfico anterior (tenga en cuenta que estas operaciones, en la práctica, se hacen sobre un mismo dibujo) y desde A, una paralela a la dirección V_a. Estas dos rectas, al cortarse en C, nos determinan la magnitud, dirección y sentido de las dos fuerzas equilibrantes buscadas. C A será la equilibrante V_a, siendo B C la equilibrante V_b. Tenemos mucho, pero aún nos falta algo: la situación de las equilibrantes en el sistema. Para encontrarla nos valemos de la línea de cierre citada anteriormente. Veamos qué es ello:

Una C con el polo O y trace una paralela a esta línea C O, exterior al sistema de fuerzas de forma que corte los lados I y IV del polígono funicular. Obtendrá los puntos A y B'. ¡Pues éstos son los puntos por los que pasan las fuerzas equilibrantes V_a y V_b! Bastará trazar por A' una paralela a la V_a del polígono y por B' una paralela a V_b también del polígono para tener situadas las equilibrantes en el sistema.

La línea A' B' es la llamada *línea de cierre del polígono funicular*, siendo su situación indiferente, por cuanto sabemos que la acción de una fuerza es la misma aunque traslademos su punto de aplicación a lo largo de su línea de acción. Por eso podemos decir que las equilibrantes del sistema nos quedan suficientemente definidas.

ADVERTENCIA

No se limite a leer, porque se hará un lío tremendo. Siga paso a paso las soluciones gráficas y, una vez hecho eso, vuelva a leer el texto siguiendo en un papel, lápiz en ristre, todas las operaciones descritas. Es el sistema de llegar a una total comprensión de estos problemas.

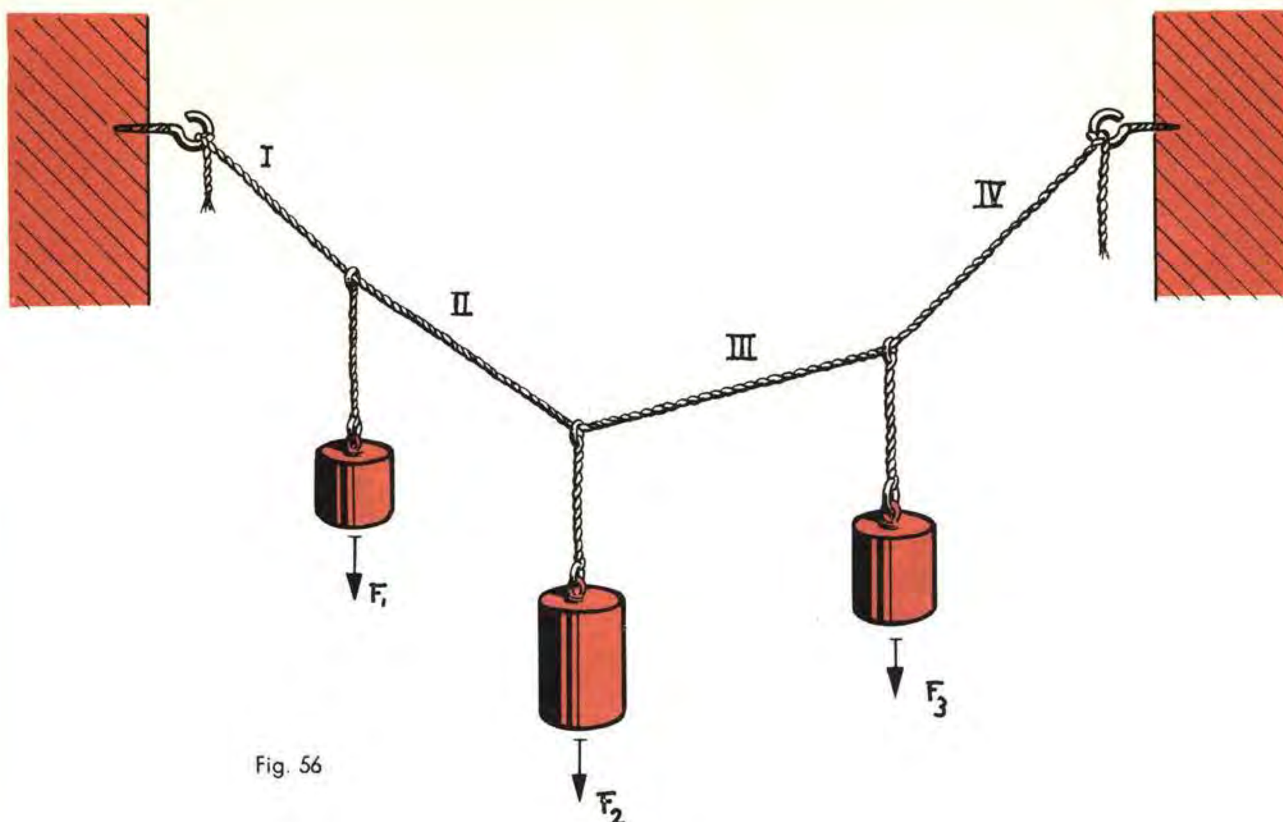


Fig. 56

CURIOSIDAD

El nombre de *Polígono Funicular*, proviene de la palabra latina *Funis*, que significa cuerda.

Si un cordel, sujeto por ambos extremos, se encuentra sometido a la acción de diversas fuerzas que cuelgan de él, toma la forma de una línea quebrada, exactamente igual a la que toma el polígono que hemos estudiado. Esta semejanza es la que ha dado nombre a nuestro polígono funicular, que podemos traducir por *polígono cuerda.*


Traslatio
Sedis



Traslatio Sedis
EXPOSICIÓN
CONMEMORATIVA
750 ANIVERSARIO
CATEDRAL DE CADIZ
JUN-DIC 2018
COMMEMORATIVE
EXHIBITION
750 ANNIVERSARY
CADIZ CATHEDRAL
JUN-DEC 2018






MARQUES DE COMILLAS






1812
CONSTITVCION















Proyectar es fácil



AFHA

MECANICA

Lección 2
ELEMENTOS DE MAQUINAS

Roblones o remaches
Clasificación de remaches
Roblonado a solape
Roblonado a tope
Cálculo de roblonados

Lección 2
TECNICA INDUSTRIAL

Materiales no férricos

Lección 2
PRACTICAS DE DIBUJO

Dibujo de una unión roblonada

ROBLONES O REMACHES
CLASIFICACION - ROBLONADO A SOLAPE
Y ROBLONADO A TOPE - SU CALCULO

En el grupo anterior, dentro del capítulo *Elementos de máquinas*, ha estudiado el elemento que permite conseguir una fijación desmontable: el tornillo. Recuerde que hacíamos una clasificación somera de los elementos de fijación, diciendo que éstos podían dividirse en dos grandes ramas: la de los elementos desmontables y la de los elementos fijos. Si los primeros los estudiamos en el grupo que nos precede, es lógico que dediquemos el presente al estudio de los elementos de fijación no desmontables.

El elemento de fijación no desmontable más característico es el ROBLÓN, llamado también REMACHE.

Un roblón o remache, sirve para unir de forma indisoluble dos o más planchas. Por su forma, casi que podemos decir que es un tornillo sin rosca.

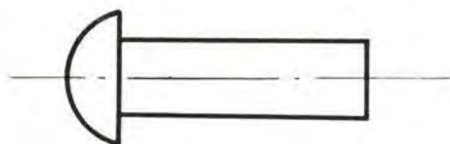


Fig. 57

Vea la figura 57: representa un remache que, como puede comprobar, consta de una cabeza (que puede ser más o menos esférica) y de un vástago prácticamente cilíndrico. Este vástago se introduce en el taladro que se ha practicado en las planchas a unir, habiéndose calculado la longitud del vástago para que por la parte opuesta a la cabeza ya existente sobre la cantidad suficiente de material que permita obtener la cabeza posterior que aprisionará las chapas a unir. La operación por la que se consigue la segunda cabeza del roblón, se efectúa en caliente o en frío, según las circunstancias; decimos que se ha remachado el roblón y también que se ha procedido a una operación de roblonado.

Más arriba hemos dicho que el vástago de un roblón es *prácticamente* cilíndrico. Ciertamente, lo consideramos cilíndrico; pero en realidad presenta una pequeñísima conicidad a fin de facilitar su paso por los taladros. Esta conicidad es del orden del uno por ciento (1 : 100).



Se ha exagerado la conicidad del vástago, que en realidad es imperceptible.

Estampa

Vástago

L

E

Cabeza dal roblón

Contraestampa

Fig. 58

Este es el proceso de la operación de un roblonado: Se introduce el roblón en los taladros. La estampa percute sobre el vástago, dándole la forma de otra cabeza que aprisiona las planchas a unir.

CLASIFICACIÓN DE LOS REMACHES SEGÚN SU CABEZA

De la misma forma que los tornillos tenían cabezas de características distintas, existen también diferentes tipos de cabezas de remache, siendo por esta característica que es posible hacer de ellos una sencilla clasificación, puesto que el vástago carece de accidentes que permitan diferenciarlos. Del vástago, como veremos más adelante, sólo podemos considerar su longitud y su diámetro.

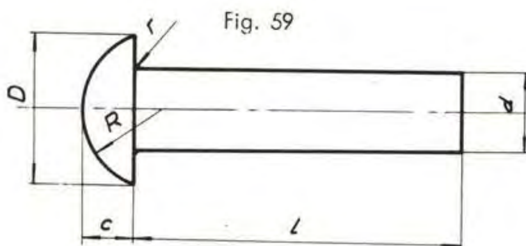


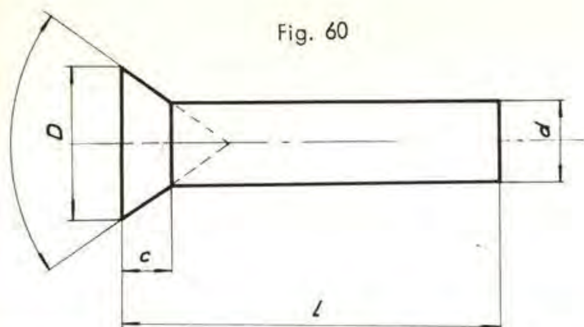
Fig. 59

Veamos, pues, cómo puede ser la cabeza de un roblón. Desde luego, todos los componentes de la familia *roblón*, tienen la cabeza muy dura (¡son de acero dulce!) siendo en la forma en lo único que se permiten alguna fantasía.

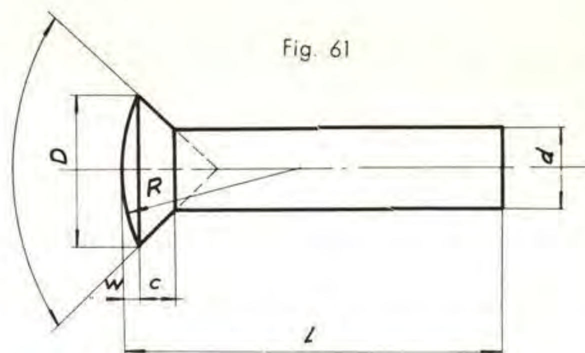
Un roblón o remache, puede tener la cabeza de uno de estos tres tipos:

Remache de cabeza saliente esférica.

Se emplean en calderas, depósitos y construcciones metálicas en general. (Fig. 59.)



Remache de cabeza embutida o avellanada.



Remache de cabeza semiembutida o semiavellanada.

El empleo de un tipo u otro, dependerá de las características de la construcción, de si interesa o no que la cabeza sobresalga de las placas a unir. Algunas veces (en calderas o depósitos) que el roblón presente una cabeza totalmente saliente no tiene importancia alguna. Otras veces, en cambio, interesará que el remache quede con la cabeza totalmente embutida o, por lo menos, con poco saliente.

CÓMO SE DIBUJA Y DETERMINA UN REMACHE

En un remache, como ocurría en los tornillos, hay una relación entre sus distintas medidas. Las cotas de un remache, pues, son medidas que dependen las unas de las otras, pero todas ellas dependen del diámetro del vástago. Podemos decir que las medidas de un remache están en función del diámetro del vástago. Por lo tanto, debemos afirmar que un roblón viene determinado por dicho diámetro.

¿Cuál será este diámetro...? Averiguarlo es la cosa más fácil del mundo: el diámetro del vástago será siempre un milímetro más pequeño que el diámetro del taladro que debe atravesar. Si para unir dos piezas disponemos de taladros de 23 mm, haremos que el diámetro de los remaches sea de 22 mm; siempre uno menos que el diámetro del taladro dado.

Ahora bien: los taladros tienen un diámetro que se calcula pensando siempre en la chapa más delgada de las que deben unirse por roblonado. Según sea el espesor de la chapa más delgada, será el diámetro de taladro y, por lo tanto, el diámetro del vástago del roblón. Y, ¡cómo no!, todas estas características están perfectamente normalizadas, por lo cual, cuando se trate de decidir el diámetro de un remache, bastará que conozcamos el espesor de la chapa más delgada de las que debe unir y, acto seguido, consultaremos la siguiente tabla:

Espesor de la lámina más delgada	4 5	6-7	8-10	11-13	14-18	Mayor de 18 mm
Diámetro del taladro en mm	14	17	20	23	26	29
Diámetro del roblón en mm	13	16	19	22	25	28

Ahora es cuestión de saber relacionar este dato con las demás cotas del roblón, para llegar a la posibilidad de dibujarlo por entero sea cual fuere el tipo de cabeza empleado. Hemos representado un roblón de cada tipo (cotas inclusive) dando a cada cota una letra característica, cuyo valor numérico deduciremos por medio de la tabla correspondiente.

Estas tablas requieren haber deducido el diámetro del vástago, recuérdelo. Así, por ejemplo, si sabemos que el vástago de un remache de cabeza esférica debe tener 22 mm, hallaremos el valor de las demás cotas consultando la siguiente tabla:

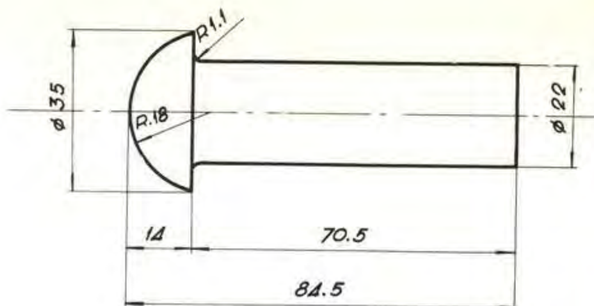


Fig. 62

Remache con d = 22, dibujado según cotas dadas por la tabla.
La longitud del vástago requiere un cálculo especial.

REMACHES DE CABEZA ESFERICA

d	13	16	19	22	25	28
D	21	26	30	35	40	45
c	8'5	10	12	14	16	18
R	11	13'5	15'5	18	20'5	23
r	0'65	0'80	0'95	1'1	1'25	1'4

Cotas en mm

El valor en milímetros de las cotas pertenecientes a un vástago de 16 mm de diámetro, aparece en la columna en cuya parte superior se asienta el número 16.

Y, de forma similar, operaremos cuando debamos dibujar un roblón de cabeza embutida o semiembutida. La siguiente tabla nos sirve para ello:

REMACHES DE CABEZA EMBUTIDA Y SEMIEMBUTIDA

d	13	16	19	22	25	28
α	75°	75°	60°	60°	60°	45°
D	21	27	30	35	39'5	39'5
c	5	7	9'5	11	12'5	14
W	2	2'5	3	3'5	4	4
R	28'5	37'5	39	45'5	51	51

Cotas en mm

Observe que en una misma table se incluyen dos tipos de roblón. Es lógico, puesto que los de cabeza semiembutida tienen las mismas cotas que los de cabeza embutida, más la cota R de que carecen los segundos.

¿Qué nos falta?... Nos falta determinar la longitud del vástago del remache a emplear. En cuanto consigamos este dato, estaremos en disposición de dibujar todo el elemento.

Naturalmente, la longitud del vástago dependerá del espesor de las chapas que deba atravesar; eso es tan claro, que no necesita aclaración. Podemos decir, en principio, que la longitud del vástago deberá ser igual al espesor de las chapas a unir... y algo más. Algo más, porque no debe olvidarse que la cabeza posterior del roblón debemos obtenerla *aplastando* lo que nos sobre de vástago. Lo que debemos calcular es la longitud de la parte de vástago que sobresale del espesor de las planchas que une el roblón. Es muy fácil: *esta longitud debe tomarse igual a una vez y media el diámetro del vástago.*



Fig. 63

Si llamamos E al espesor que debe atravesar el vástago del remache, la longitud total del mismo (*l*) nos vendrá dada por la siguiente igualdad:

$$l = E + 1'5\ d.$$

Un ejemplo: Debemos unir dos chapas de 6 y 7 mm de espesor por medio de un remache. ¿Cuál será la longitud que deberemos dar a su vástago?...

Por un lado, sabemos que el espesor a atravesar será de $6 + 7 = 13$ milímetros.

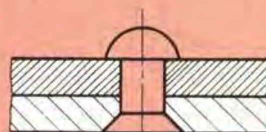


Fig. 64

Estos 13 mm, son la E de la fórmula, claro.

Por otra parte, disponemos de una tabla para calcular el diámetro del vástago a partir del espesor de la chapa más delgada de las que atraviesa. Consulte esta tabla (la primera que hemos dado en esta lección) y comprobará que nuestro diámetro debe ser de 16 mm.

Por lo tanto, la longitud total del vástago será de:

$$l = 13 + (16 \times 1'5) = 13 + 24 = 37 \text{ mm.}$$

Designación de un remache

Todo remache se indica por el producto de dos cifras: la primera indica el diámetro del vástago; la segunda, la longitud del mismo.

Con un ejemplo dejamos lista la cuestión:

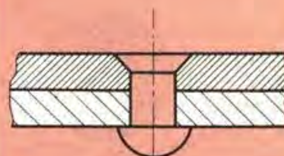


Fig. 65

El remache del ejemplo anterior, lo designaremos diciendo que se trata de un remache de 16×37, con lo cual se quiere indicar que se trata de un remache de 16 mm de diámetro de vástago, por 37 mm de longitud del mismo.

Cómo representar simbólicamente un remache

Si nos pidiesen clasificar los remaches en dos únicos grupos, deberían decir que pueden ser:

a) de cabezas salientes y *b*), de cabezas embutidas.

En realidad, ésos son los dos tipos usados comúnmente, pero no debemos excluir la posibilidad de que un mismo remache requiera dos cabezas distintas. De acuerdo con los tipos de cabezas de remache que conocemos, podemos encontrarnos ante las siguientes combinaciones:

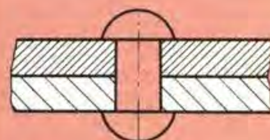


Fig. 66

Ambas cabezas avellanadas. (Fig. 63.)
Cabezas anterior esférica y posterior avellanada. (Fig. 64.)
Cabeza posterior esférica y anterior avellanada. (Fig. 65.)
Ambas cabezas esféricas. (Fig. 66.)

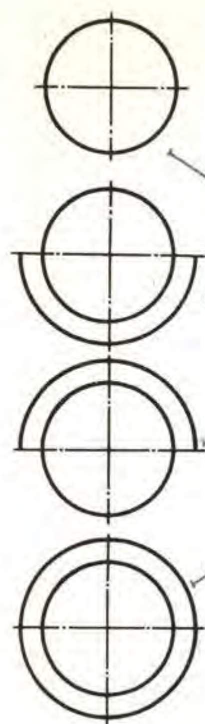


Fig. 67

Estas características pueden tener una importancia decisiva en la operación de montaje, siendo imprescindible que en el plano quede indicada la naturaleza de cada una de las cabezas de los remaches representados. Para atender a esta necesidad se han buscado unas representaciones simbólicas encaminadas a ahorrarnos mucha letra. Estos símbolos son:

indica: **Ambas cabezas semiesféricas.**
indica: **Cabeza posterior avellanada.**
indica: **Cabeza anterior avellanada.**
indica: **Ambas cabezas avellanadas.**

Observe que estos símbolos se refieren a una vista frontal del remache, puesto que en una vista lateral, la forma de la cabeza queda determinada por el mismo dibujo. Quiero decir que para una vista frontal, todos los remaches aparecen en forma de una circunferencia, sea cual fuere el tipo de cabeza empleado. Es ahí donde se necesita el simbolismo, que no puede ser más sencillo de recordar:

Allí donde hay una cabeza avellanada, se sitúa un semicírculo rodeando el círculo indicador de la existencia del remache. Si la cabeza avellanada está en la parte opuesta a la vista, el semicírculo se sitúa rodeando la mitad inferior del círculo de remache. Si la cabeza avellanada corresponde a la parte anterior de la vista, el semicírculo se sitúa por encima del remache. Si ambas cabezas deben ser avellanadas, el remache se indicará como dos circunferencias concéntricas, siendo la interior la que indica el diámetro de la cabeza del roblón.

Más símbolos... aunque menos empleados: aquellos que indican el diámetro del roblón. Lo corriente es que en el plano se añada una indicación rotulada en la que se diga que los remaches deben ser de tal o cual diámetro.

Y, ya que hablamos de ello, nos apresuramos a decir que el diámetro del vástago del remache pocas veces se indica, siendo el diámetro de los taladros los que de una manera automática nos digan qué remache debemos emplear. Recuerde que el taladro siempre es un milímetro mayor que el remache correspondiente.

Perdone esta pequeña salida por la tangente y vayamos a dar los símbolos enunciados.

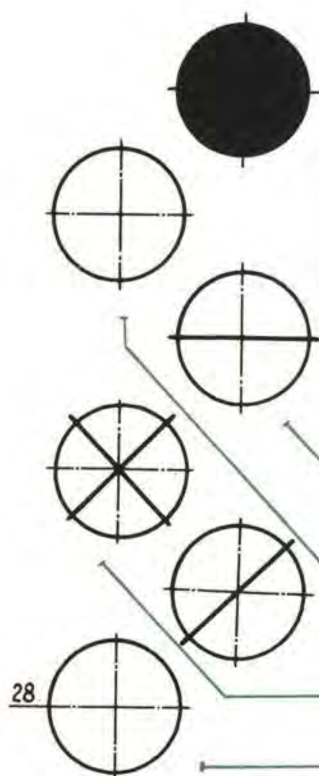


Fig. 68

Círculo negro: Es un remache de 13 mm.

Diámetro horizontal fuerte: Es un remache de 16 mm.

Círculo en blanco: Es un remache de 19 mm.

Recta diametral inclinada a 45° bajando de derecha a izquierda: Es un remache de 22 mm.

Dos rectas diametrales y perpendiculares con inclinación de 45°: Remache de 25 mm.

Círculo en blanco pero con un número indicando el diámetro del vástago: remache de 28 mm o más.

Estos símbolos los hemos establecido para un roblón con ambas cabezas semiesféricas. Pero, siendo así que las cabezas pueden ser avellanadas y que en un mismo remache puede existir una de cada tipo, llegaremos a una combinación de símbolos que nos sirvan para señalar todos los casos. Vea un resumen en forma de tabla:

	DIAMETRO DEL REMACHE						
	10	13	16	19	22	25	28 y mayor
							28
							28
							28
							28

Fig. 69

No sería trabajo en balde que copiase una sola vez este cuadro. Le servirá de estudio y para darse cuenta de su claridad y utilidad.



UNIONES ROBLONADAS

ROBLONADO A SOLAPE Y ROBLONADO A TOPE SUS DISTINTAS VARIANTES MODO DE CALCULAR LAS UNIONES ROBLONADAS TABLAS DE CALCULO

Preámbulo:

Poco a poco vamos entrando en el terreno de los cálculos que nos permitirán enfrentarnos con un proyecto. Cada vez los temas se van haciendo más matemáticos y, sobre todo, más especializados. A medida que nos adentremos en los intríngulis de la especialidad iremos descubriendo una nomenclatura propia con la cual los entendidos se comprenden perfectamente y que, sin embargo, desemboca en palabrejas poco menos que cabalísticas para los no iniciados. Será muy conveniente que se esfuerce en captar la definición, el significado de estas palabras que iremos encontrando, para evitar un tremendo ridículo cuando empiece a trabajar en plan profesional.

Imagine, por ejemplo, que entra a trabajar en una empresa y que el jefe de su oficina técnica le encarga que proyecte el roblonado de una estructura, diciéndole que las piezas tal y cual deben roblonarse *a solape.*

Debe usted, pues, prevenir esta u otras posibilidades estudiando con mucha atención y familiarizándose con las denominaciones técnicas.

Hemos entrado en una fase de carácter superior en la que trataremos de temas muy concretos, temas que algunas veces no van a permitirnos demasiada literatura. Eso, por dos razones: porque los temas de cálculo siempre son eminentemente prácticos: al pan pan y al vino, vino, como se dice. La ciencia tiene su belleza, pero esta belleza no debe buscarse en la forma de estar explicada a través de un escrito, sino en su misma naturaleza, en la grandeza humana que representa su descubrimiento y desarrollo, en los efectos del bienestar, de vida y poderío económico debidos a su aplicación en el campo de la industria y de la investigación.

Sepa encontrar la belleza de estos temas y será feliz en su estudio.

Y vamos a entrar en materia, pero no sin antes advertirle que en este capítulo los dibujos tienen una importancia enorme. El estudio visual de los mismos le será de gran utilidad.

ROBLONADO A SOLAPE Y A TOPE - VARIANTES Y CALCULO

Roblonar, ya lo sabemos, consiste en unir dos o más chapas por medio de remaches. Pero, según sean las circunstancias, este roblonado se hará de una u otra manera. No nos referimos a la manera de conseguir la cabeza del roblón, sino a la forma de colocar las planchas a remachar.

La unión entre dos planchas puede hacerse de dos maneras: *a solape* o *a tope,* llamado también *por testa.* He ahí un caso típico de nomenclatura dentro de la especialidad. Veamos qué significa una unión a solape y qué una unión a tope.

Dos planchas estarán unidas a solape cuando el roblonado se efectúe en una franja en la que ambas piezas queden superpuestas. Es lo que representa la figura 70: es una unión a solape.

En la figura 71, en cambio, las dos piezas están en contacto por uno de sus extremos, en cuyo caso diremos que están a tope o unidas por testa.

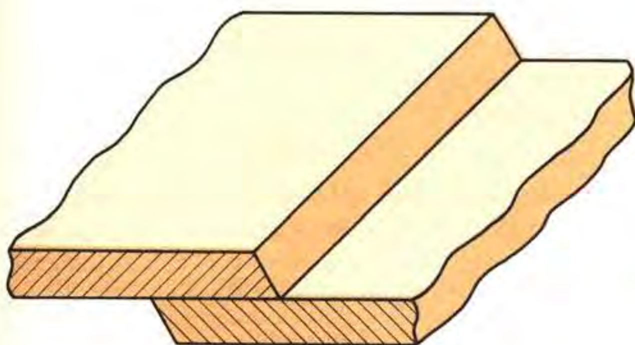


Fig. 70

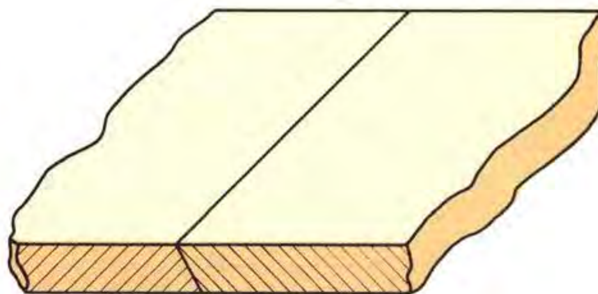


Fig 71

Ya ve que estas dos palabras no quieren decir nada extraordinario; es la novedad de la palabra lo que sorprende, pero explicada ésta, ya no podemos quedarnos pasmados si nos piden proyectar una unión roblonada a solape o bien a tope.

Veamos ahora las características de estas uniones, cada una de las cuales admite variantes:

Estas variantes son:

A SOLAPE CON UNA SOLA FILA DE REMACHES

En el caso de una unión de dos piezas solapadas, lo más sencillo es unirlas por medio de una sola fila de roblones situados a lo largo de la zona solapada. Es el caso de la figura 73. Observe cómo el canto de las planchas queda cortado según una inclinación de 45°. Por varias razones es más conveniente este corte que un corte perpendicular.

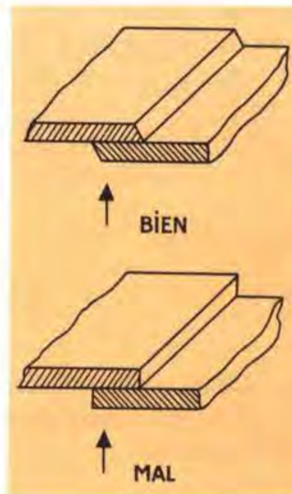
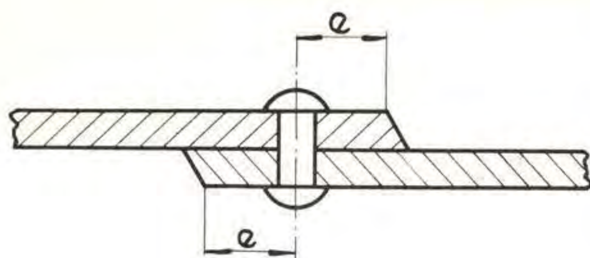


Fig. 72



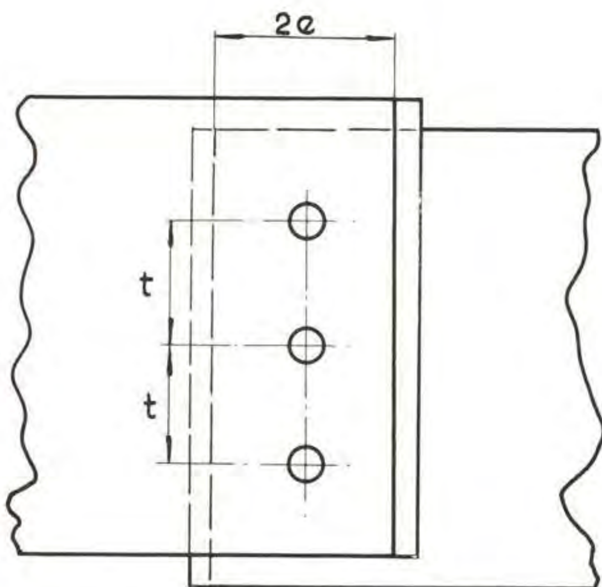


Fig. 73

Calcular esta unión, quiere decir saber cuántos remaches necesitaremos, de qué tipo, a qué distancia estarán los unos de los otros, qué separación habrá entre ellos y el límite de la lámina...

El tipo de remache dependerá de la función que desempeñen las planchas a unir, cosa ésta que no detallaremos en este capítulo. El diámetro, ya lo sabe, dependerá del grueso de la plancha más delgada.

Nuestro problema estriba en conocer la separación entre los remaches, la distancia de los mismos al borde de la chapa y la anchura de la parte solapada.

La distancia entre los centros de los remaches, se denomina *paso;* la representamos por la letra *t* y afirmamos que lo más conveniente es *hacerla igual a dos veces el diámetro del taladro,* MÁS OCHO MILÍMETROS.

$$t = 2d + 8$$

La distancia desde el centro del roblón al canto de la chapa la representamos por *e, debiendo ser igual a una vez y media el diámetro del taladro:*

$$e = 1'5 \times d$$

Finalmente, la anchura de la zona solapada que indicamos por 2e, o sea por el doble de la cota *e* hallada antes, *deberá ser,* evidentemente, *tres veces el diámetro del taladro:*

$$2e = 3d$$

Estas son las fórmulas de cálculo, de las cuales, y para evitarle el hacer números, hemos deducido la siguiente tabla:

A SOLAPE CON UNA FILA DE REMACHES

Cotas en mm

	Diámetro del roblón						
	10	13	16	19	22	25	28
t	30	36	42	48	54	60	66
e	16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5
2e	33	42	51	60	69	78	87

Conociendo el diámetro en milímetros del roblón, los demás datos vienen dados de forma automática.

A SOLAPE CON DOBLE FILA DE REMACHES

Visto y solucionado el caso de la figura 73, vamos a estudiar el caso de la figura 74. Es una unión a solape, pero con doble fila de roblones.

Lo que primero nos llama la atención es que las dos filas de roblones no se corresponden en perpendicular, sino según una inclinada. Si vamos siguiendo los remaches alternando uno de una fila y otro de la otra, trazaremos una línea en zigzag. A esta distribución se la llama... (cuidado porque viene otra palabra rara) *distribución al tresbolillo.*

Los datos que necesitamos para proyectar una unión de este tipo, son los mismos que en el caso anterior, añadiendo la distancia entre las dos filas de roblones a la que llamaremos e_1.

Calculemos:

Distancia *e* del centro del roblón al borde de la chapa:

$$e = 1'5\ d$$

Paso o separación entre taladros de una misma fila:

$$t = 2'6\ d + 15$$

Distancia e_1 entre las dos filas de remaches:

$$e_1 = 0'6\ t$$

Es decir: la distancia entre las filas de remaches, es 0'6 veces el valor del paso.

Con estos datos, podemos confeccionarnos la tabla de cálculo correspondiente y, por esta vez, no nos limitaremos a dejarla anotada, sino que veremos cómo la conseguimos. Consideramos muy interesante que vaya entrando en el intríngulis de estas cuestiones.

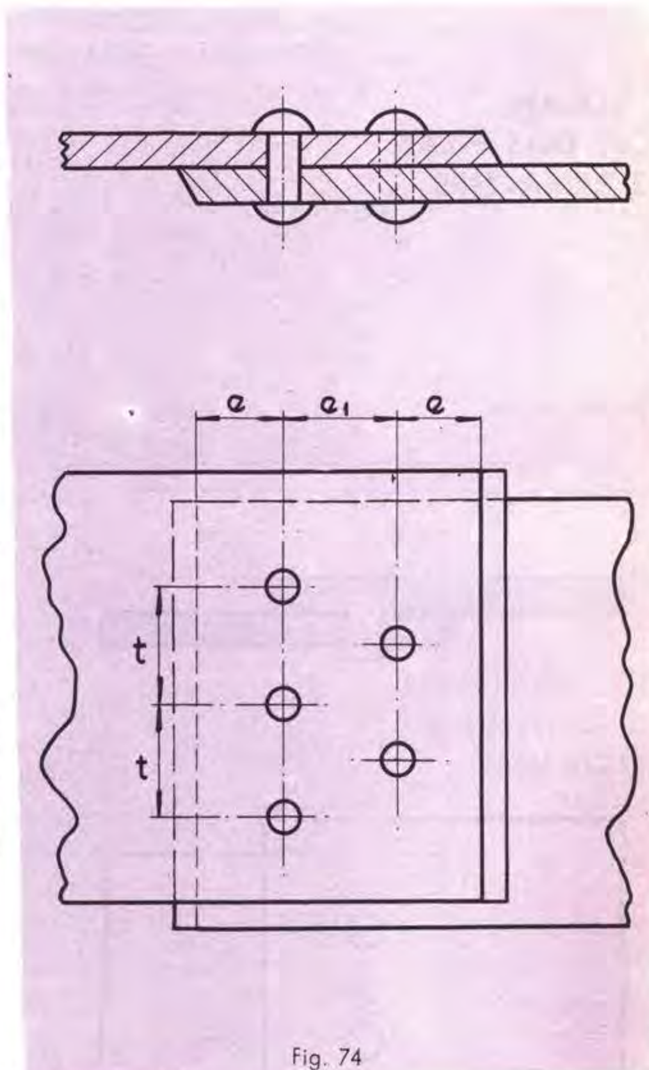


Fig. 74

No pierda de vista la figura 74 y veamos cuáles son los datos que precisamos nos dé la tabla, partiendo de la base de que el dato conocido será el diámetro del roblón o el del taladro (recuerde una vez más que el taladro será un milímetro mayor que el vástago del roblón) que es lo mismo. Partiremos del diámetro del roblón; las incógnitas a calcular serán *e*, e_1 y *t*.

Empezaremos por calcular estas incógnitas para un roblón de 10 mm de diámetro, al que corresponderá un taladro de 11 mm. Para este roblón, tendremos:

$e = 1'5 \times 11 = 16'5$ mm.
$t = (2'6 \times 11) + 15 = 43'6$ mm.
$e_1 = 0'6 \times 43'6 = 26$ mm.

Calculamos ahora los mismos datos, pero para un remache de 13 mm (d = 14) y obtenemos los siguientes resultados:

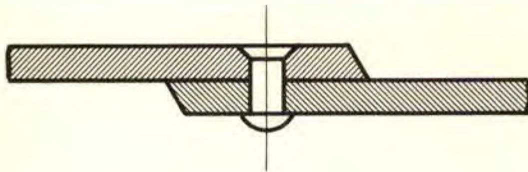
$e = 21$
$t = 51'5$
$e_1 = 31$

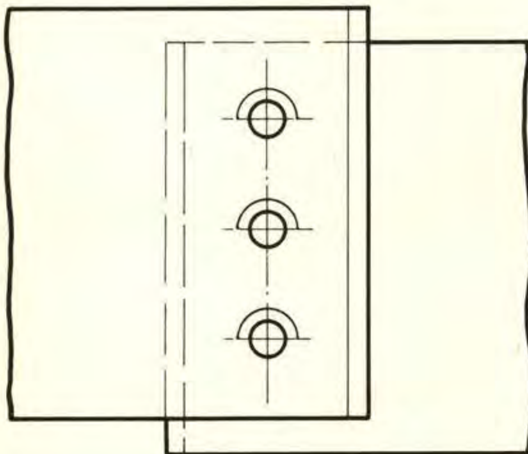
Seguiremos calculando las mismas cotas para los demás diámetros de taladro con lo cual, para cada uno de ellos, encontraremos la lista de valores correspondiente. Ordenando estas listas, llegaremos a la confección de la tabla siguiente:

A SOLAPE CON DOS FILAS DE REMACHES

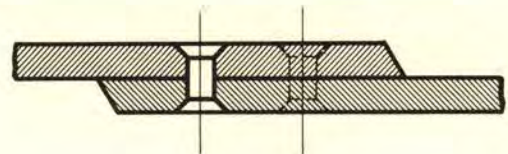
Cotas en mm.

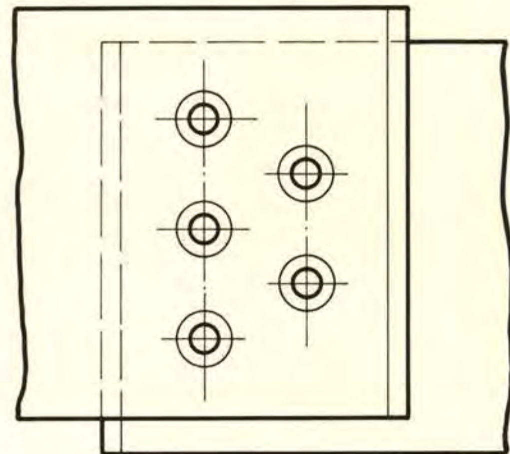
	Diámetro del roblón						
	10	13	16	19	22	25	28
e	16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5
e_1	26	31	35'5	40	45	49'5	54'5
t	43'5	51'5	59	67	75	82'5	90'5





Ejemplo roblonado a solape de 1 fila. Remaches cabeza anterior avellanada y posterior semiesférica.





Ejemplo roblonado a solape de 2 filas. Remaches con ambas cabezas avellanadas.

A SOLAPE CON TRES FILAS DE REMACHES

Para casos de grandes esfuerzos, los roblones a solape pueden hacerse a base de tres filas de remaches. Vea el caso de la figura 75, en el cual los roblones también están dispuestos al tresbolillo.

Los datos necesarios para proyectar un roblonado de este tipo partiendo del diámetro del roblón, nos vienen calculados por las fórmulas siguientes:

Paso:

$$t = 3\ d + 22$$

Distancia del borde a la primera fila de roblones:

$$e = 1'5\ d$$

Distancia entre filas:

$$e_1 = t/2 \text{ (mitad del paso)}$$

A continuación viene la tabla correspondiente, aunque bien podríamos dejar encomendada su confección a sus dotes de matemático.

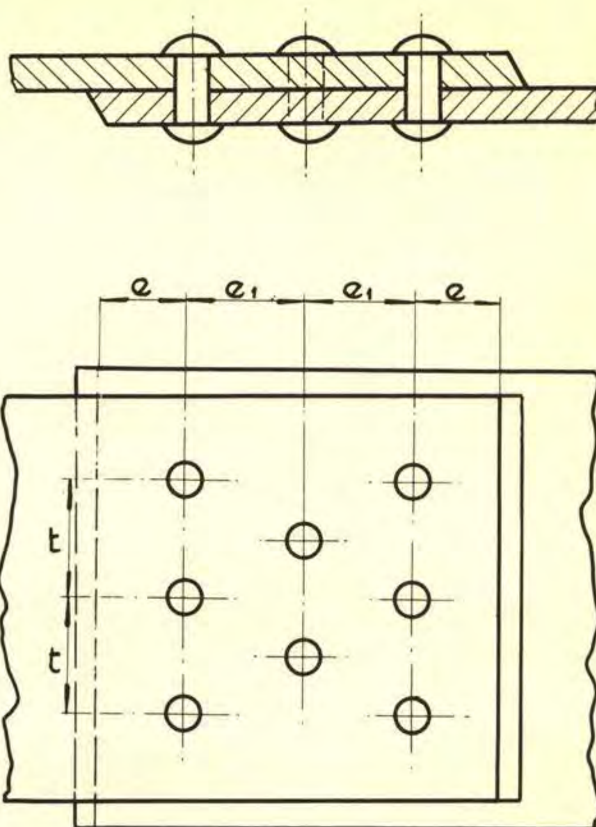


Fig. 75

A SOLAPE CON TRES FILAS DE REMACHES

Diámetro del roblón							
10	13	16	19	22	25	28	
16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5	e
28	32	37	41	46	50	55	e_1
55	64	73	82	91	100	109	t

Cotas en mm

A TOPE CON UN CUBREJUNTAS

Cuando dos chapas están situadas a tope o por testa (recuerde que es lo mismo) podremos unirlas por medio de un roblonado si nos servimos de una tercera chapa que cubra la junta de las dos piezas a unir. A esta chapa se la llama *cubrejuntas*. La figura 76 muestra una unión de este tipo creo que con claridad suficiente para ahorrarme añadir más palabras.

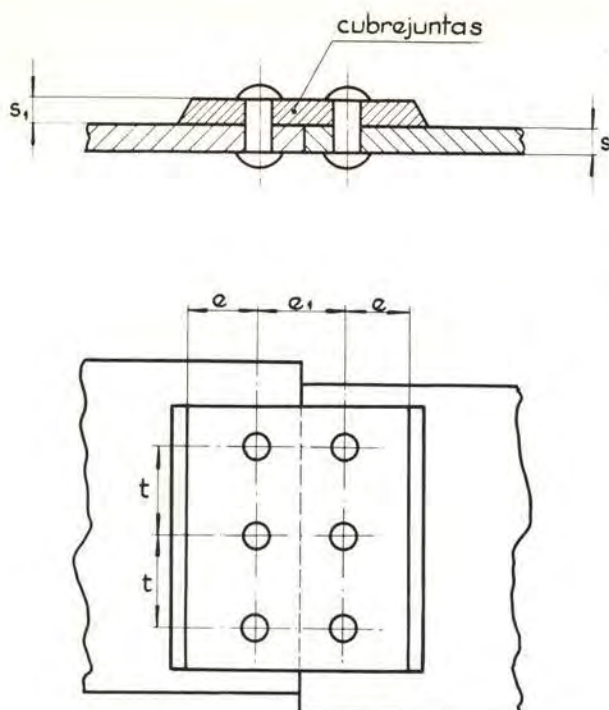


Fig. 76

En este caso, existirán dos filas de remaches; una para cada plancha a unir, cosa que no es obstáculo para que hablemos de un roblonado a tope *con una sola fila* de remaches, puesto que lo que cuenta es la chapa a unir y cada una de ellas lleva una sola fila. Hay dos filas, sí, pero *una* para cada chapa.

Los cálculos responden a las siguientes fórmulas:

Paso:

$$\mathbf{t = 2d + 8}$$

Grueso del cubrejuntas:

$$\mathbf{s_1 = 1'2 \times s}$$

Distancia a los bordes:

$$\mathbf{e = 1'5 \times d}$$

Distancia entre filas:

$$\mathbf{e_1 = 3 \times d}$$

Como siempre, ahí va la tabla:

A TOPE CON UN CUBREJUNTAS

Cotas en mm

	Diámetro del roblón						
	10	13	16	19	22	25	28
t	30	36	42	48	54	60	66
s_1	1'2 s	1'2 s	1'2 s	1'2 s	1'2 s	1'2 s	1'2 s
e	16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5
e_1	33	42	51	60	69	78	87

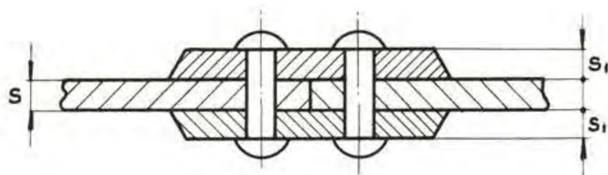


Fig. 77a

A TOPE CON DOBLE CUBREJUNTAS Y UNA FILA DE REMACHES

Siempre que sea posible, las uniones por testa se efectuarán a base de dos cubrejuntas; uno por lado de las chapas a unir: es el tipo llamado de doble cubrejuntas, del cual tiene un ejemplo en la figura 77a y 77 b.

Los datos para el cálculo y dibujo, son los siguientes:

Paso:

$$t = 2'6\ d + 10$$

Grueso de cada cubrejuntas:

$$s_1 = 0'66 \times s$$

Distancia a los bordes:

$$e = 1'35\ d$$

Distancia entre filas:

$$e_1 = 3\ d$$

A continuación viene la tabla correspondiente.

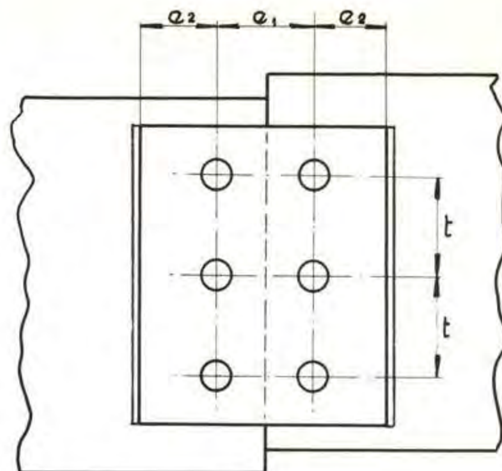


Fig. 77

A TOPE CON DOS CUBREJUNTAS Y UNA FILA DE REMACHES

Diámetro del roblón							
10	13	16	19	22	25	28	
38'5	44	51'5	59'5	67	75	83	t
0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	s_1
15	19	23	27	31	35	39	e
33	42	51	60	69	78	87	e_1

Cotas en mm

A TOPE, CON DOBLE CUBREJUNTAS Y DOS FILAS DE ROBLONES

Tal es el caso representado en la figura 78.

Las fórmulas para conseguir los datos del dibujo, serán:

Paso:

$$t = 3'5 \times d + 15\ mm$$

Grueso de cada cubrejuntas:

$$s_1 = 0'66 \times s$$

Distancia e:

$$e = 1'5 \times d$$

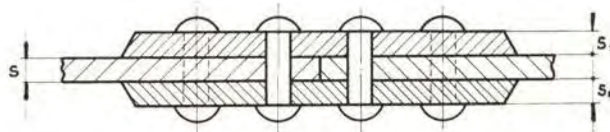
Distancia e_1:

$$e_1 = 0'5 \times d$$

Distancia e_2:

$$e_2 = 1'35 \times d$$

Vea la tabla que le ahorrará los cálculos.



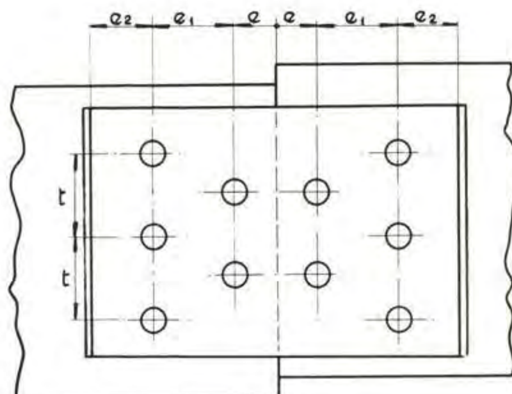


Fig. 78

A TOPE CON DOS CUBREJUNTAS Y DOS FILAS DE REMACHES

Cotas en mm

	Diámetro del roblón						
	10	13	16	19	22	25	28
t	53'5	64	74'5	85	95'5	106	116'5
s_1	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s	0'66 s
e	16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5
e_1	5'5	7	8'5	10	11'5	13	14'5
e_2	15	19	23	27	31	35	39

A TOPE, CON DOBLE CUBREJUNTAS Y TRIPLE FILA DE REMACHES

Es el caso representado en la figura 79. Con este caso terminamos con el cálculo de los sistemas de roblonado que, como puede verse, para todos los casos es muy similar.

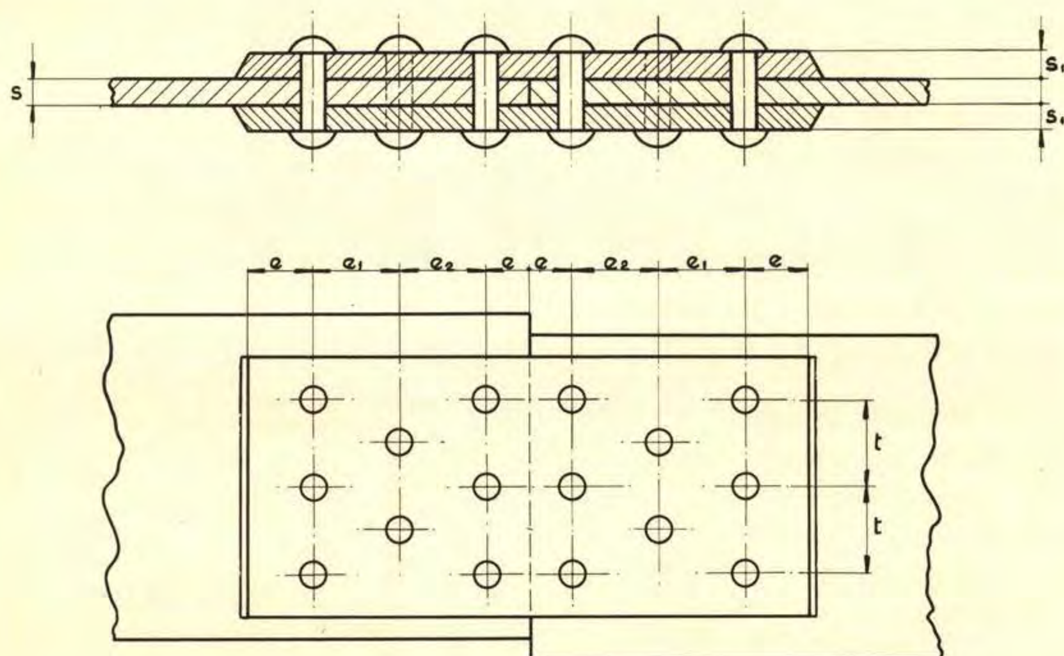


Fig. 79

Paso:

$$t = 6 \times d + 20 \text{ mm}$$

Grueso de cada cubrejuntas:

$$s_1 = 0'8 \times s$$

Distancia e:

$$e = 1'5 \times d$$

Distancia e_1:

$$e_1 = 0'37 \times t$$

Distancia e_2:

$$e_2 = 0'3 \times t$$

A TOPE CON DOS CUBREJUNTAS Y TRES FILAS DE REMACHES

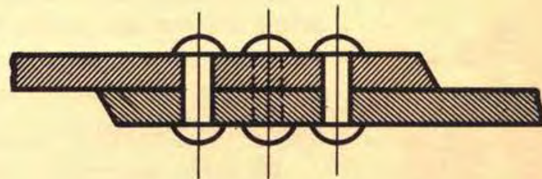
Cotas en mm

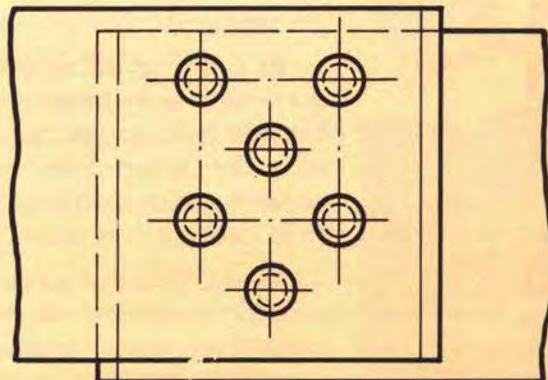
	Diámetro del roblón						
	10	13	16	19	22	25	28
t	86	104	122	140	158	176	194
s_1	0'8 s	0'8 s	0'8 s	0'8 s	0'8 s	0'8 s	0'8 s
e	16'5	21	25'5	30	34'5	39	43'5
e_1	32	38'5	45	52	58'5	65	62
e_2	26	31	36'5	42	47'5	53	58

NOTA IMPORTANTE. — Cuando los dibujos de representación de roblonados se hacen utilizando los símbolos descritos, éstos se dibujan sin ajustarse a *escala* alguna y por tanto las circunferencias que los representan no son las correspondientes a cabezas o vástagos.

Por lo contrario, si la representación es en detalle, y no se utilizan los símbolos, se hacen las circunferencias siguiendo las normas generales del dibujo técnico.

Vea el ejemplo:





técnica industrial 2

LOS MATERIALES NO FERRICOS

En el grupo anterior dimos un repaso bastante extenso sobre la nomenclatura y características de los materiales derivados del hierro. Ciertamente que son los de mayor aplicación en el campo de la mecánica, pero no son los únicos que entran a formar parte de una máquina o de sus accesorios.

En esta lección trataremos de los materiales no férricos, pero lo haremos de una manera sucinta, dando ideas generales, que es la forma en que deben tratarse estas cuestiones en un curso para proyectistas. Extendernos sobre la materia sería tanto como salirse de órbita para escribir un tratado de los latones, de los bronces, o de la madera, pongamos por caso. No pretendemos otra cosa que darle a conocer aquellos materiales que siendo de bastante uso en maquinaria, no pueden ser ignorados por usted.

De estos materiales no férricos, los hay que son metales y otros que no lo son. Entre los materiales metálicos, nos limitaremos a hablar de dos de ellos, citando, eso sí, sus principales aleaciones. Estos dos metales son:

EL COBRE y EL ALUMINIO


Fig. 80

El cobre es un metal de color rojizo muy característico, tanto, que a su color se le llama color cobre. Recuerde que hay una raza humana llamada *cobriza* por la semejanza del color de su piel con el color del cobre. Es un metal de características muy definidas, siendo las más aprovechables para la industria su gran ductilidad y facilidad de conducción de la corriente eléctrica. (Fig. 80.)

Es el conductor eléctrico por excelencia, puesto que si bien la plata es mejor conductor, su precio no la hace apta como material industrial. Como a tal conductor el cobre se emplea en la fabricación de cables para el tendido de líneas y redes eléctricas, para la instalación de los elementos de toda clase de maquinaria, motores eléctricos, etc.

Existen dos clases de cobre: el puro o electrolítico y el cobre industrial que se presenta en combinación con el arsénico y níquel. Este cobre industrial se utiliza preferentemente para la fabricación de elementos de máquinas que requieran un alto grado de maleabilidad.

Otra característica del cobre que viene pareja con su conductibilidad eléctrica, es la facilidad con que conduce el calor.

El cobre, como elemento químico aprovechable para la industria, tiene tanta importancia en su estado simple como en las aleaciones de las que forma parte. Una de las aleaciones del cobre de mayor utilidad, es el LATON.

El LATON es una aleación de cobre y zinc, que no llega a contener un 50 % del segundo metal. El latón es un magnífico sustituto del hierro en aquellas piezas que deben exponerse a medios muy oxidantes. Todos aquellos flejes, planchas, depósitos y piezas fundidas que deben quedar en contacto con el agua o cualquier otro elemento oxidante, dejan de construirse de hierro (metal fácilmente oxidable), que es sustituido por el latón, prácticamente inoxidable.

Del latón propiamente dicho (cobre y zinc) se obtienen los llamados latones especiales por aleación con un tercer metal que acostumbra a ser el manganeso o el aluminio. Así, es posible que haya oído nombrar un latón *al manganeso* o un latón *al aluminio*.

Otra aleación importantísima de la que entra a formar parte el cobre es el BRONCE.

Si al cobre se le añade estaño, se obtiene una aleación llamada bronce, cuya principal característica es su dureza y resistencia al desgaste por rozamiento. Se comprende, pues, que este material se emplee preferentemente en la fabricación de elementos de máquinas expuestos a rozamientos continuados. De bronce se construyen cojinetes, casquillos, válvulas, juntas, tornillos, etc. (Fig. 81.)

El metal normal contiene exclusivamente cobre y estaño. El cobre está en una proporción no menor de un 78 %.

Cuando a estos dos metales se les une un tercero, aparecen los bronces especiales, de características propias. En conjunto podemos dividir los bronces en tres grandes grupos:

a) Bronces normales u ordinarios: Aleación de cobre y estaño sin mezcla de ningún nuevo metal. Se emplean en construcción de máquinas, cojinetes para material ferroviario, tuberías, guarniciones, etc.

b) Bronces fosforosos: además de los dos metales normales en el bronce, interviene una muy pequeña cantidad de fósforo o elementos fosforados. Se emplea para piezas que deban soportar fuertes acciones de desgaste, como placas de fricción, ruedas, aparatos hidráulicos de precisión, etc.

c) Bronces al aluminio: como su nombre indica, en la aleación entra a formar parte el aluminio. Su característica más acusada es la resistencia al desgaste por agentes químicos por lo cual se emplea preferentemente en la fabricación de elementos de máquinas que deban quedar expuestos a acciones químicas, como por ejemplo, aparatos de laborato-





Fig. 81

Sección y fotografía de una válvula fabricada en bronce

rio, secciones de química, juntas, aparatos expuestos al vapor recalentado, válvulas, distribuidores, etc.

Por último, digamos que el cobre entra a formar parte del llamado METAL MONEL. Es una aleación que se distingue por su gran resistencia a elevadas temperaturas. Es una aleación de cobre y níquel con escasísima proporción de otros elementos. Aproximadamente, su composición es la siguiente:

28 % de cobre
67 % de níquel
5 % de hierro, manganeso, silicio y carbono.

EL ALUMINIO

La influencia de los metales en la historia del progreso humano es tan acusada, que las distintas edades históricas se han denominado con el nombre del metal que el hombre ha empleado con mayor reiteración en la época que se estudia. Así, habrá oído hablar de la edad del Cobre, del Bronce, del Hierro, etc.

El descubrimiento del acero y la posibilidad de obtenerlo en grandes cantidades ha producido más diferencias entre la humanidad del 1900 y la del 1700, que la que existía entre la del 1700 y la de 2000 años antes de Jesucristo.

Si tales diferencias ha producido en el progreso humano la producción de aceros, no es previsible adivinar los cambios que podrá proporcionar el uso intensivo de los metales ligeros, de los cuales es el aluminio el que parece tiene una importancia indiscutible. Tanto es así, que a nuestra época se la podrá definir como la *edad del aluminio.*

El aluminio es el metal que más abunda en la corteza terrestre y, sin embargo, hasta época muy reciente no fue conocido por el hombre. Fue el inglés Humphry Davy quien en 1808, en una sesión pública de la Royal Institution de Londres, declaró que de la misma manera que de la potasa había obtenido un metal entonces nuevo al que se llamó sodio, también de la alúmina debía obtenerse un nuevo metal que, dijo, designaría con el nombre de aluminio.

El aluminio es uno de los metales de menor densidad (2'7), siendo su ligereza y resistencia a los agentes atmosféricos y químicos su propiedad más aprovechable. Pulverizado se inflama con facilidad, pero, en cambio, es inalterable en contacto con el agua y el aire. Actualmente se obtiene aluminio con una pureza del orden del 99 %.

El aluminio puro es muy poco duro, siendo fácil rayarlo con la mayor parte de metales; pero, en contradicción con esta propiedad, presenta gran resistencia a la lima y al taladro, hasta el punto de que para trabajos de mucha precisión es necesario emplear puntas de diamante. Es maleable, pero dificilísimo de soldar, cosa que sólo se consigue por procedimientos especiales.

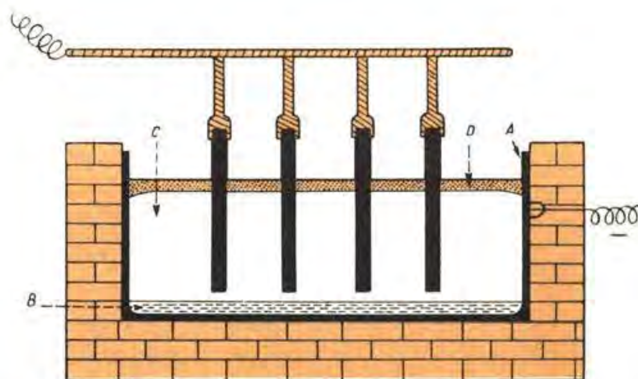
El aluminio es el metal que ha hecho posible el gran desarrollo de la aviación, gracias al descubrimiento de una de sus aleaciones, llamada DURALUMINIO.

Cuando al aluminio se le añade cobre en una proporción del 3 al 5 % y manganeso en un 0'5 % se obtiene un metal cuya dureza y tenacidad son comparables con las del acero, con la ventaja de su reducidísimo peso y de su prácticamente nula alteración con los agentes atmosféricos y agua de mar.

Hay varios procedimientos para obtener el aluminio que se encuentra en la corteza terrestre. La materia prima acostumbra a ser la arcilla, el barro sin impurezas. De estos sistemas, el más empleado es el electrolítico.

Al margen tiene un esquema de un horno electrolítico para la obtención del aluminio. Es una cuba de hierro revestida interiormente por una capa de carbón conductor y exteriormente por ladrillos refractarios. En esta cuba se produce la electrolisis de una mezcla fundida de criolita, alúmina y fluorita (materias alumínicas) cuya fusión se consigue gracias a la temperatura producida por un arco voltaico que es del orden de los 950°. (Fig. 82.)

La electrolisis es un proceso electroquímico de gran importancia. Si desea adquirir algún conocimiento sobre él, puede consultar cualquier tratado elemental de química inorgánica. Sin embargo, es materia que se aparta de nuestros temas de estudio.



Esquema de un horno eléctrico para la obtención de aluminio
A = revestimiento de carbón. B = aluminio fundido. C = mezcla fundida.
D = capa solidificada por contacto con el aire.

Fig. 82

En el mercado se encuentran tres tipos de aluminio, según el porcentaje de impureza que contiene. Así, nos encontramos con aluminio Al-99'5, con un 0'5 % de impurezas, con Al-99 con un 1 % de impurezas y finalmente con Al 98/99 con un máximo de impurezas de un 2 %.

Las formas comerciales del aluminio son: ángulos, perfiles laminados especiales para decoración, y alambres cuyos diámetros oscilan entre un mínimo de 1 mm y un máximo de 50 mm. Hay gran variedad de chapas de aluminio, con espesores que van de los 0'2 mm hasta los 5 mm.

MATERIALES NO METALICOS

No todo en la vida industrial está relacionado con los metales. También la madera y los cementos tienen su aplicación y no poca importancia. Añadamos a esto los modernos materiales sintéticos (los plásticos, por ejemplo) para comprender que el campo de los materiales útiles a

la industria es prácticamente inabarcable. Los materiales sintéticos, sobre todo, están abriendo amplios horizontes a la industria, siendo muy difícil de prever las consecuencias de orden técnico y económico que derivarán de su empleo masivo. Sin embargo, el estudio de estos materiales entra más de lleno en un estudio químico que morfológico y descriptivo, por lo cual no vamos a entrar en ello. Dejamos señalada su existencia (actualmente no hay nadie que desconozca las propiedades específicas de los plásticos, por ejemplo) y con ello creemos haber cumplido.

LA MADERA

Los primeros intentos industriales del hombre, han sido realizados con madera. Es casi imposible encontrar un acto en la vida del hombre en que la madera no intervenga de una forma u otra. Si bien su uso ha decaído gracias a la existencia de nuevos materiales de construcción, no podemos silenciar su existencia y aplicaciones. Claro que también resulta absurdo hablar extensamente de sus propiedades, harto conocidas de todos.

Digamos que el empleo de la madera depende de la riqueza forestal de cada país y de las condiciones de dureza y resistencia de las maderas que de ella se puedan obtener. Entre las maderas consideradas como buenas y de gran resistencia mecánica debemos citar el roble, el haya y el fresno como más características.

Debemos citar también la madera *multilaminar* que son los llamados contrachapados. Estos contrachapados no son más que unas planchas de madera compuestas de una serie de láminas de muy poco grueso, encoladas entre sí de forma que la fibra de una de ellas es siempre perpendicular a la dirección de las fibras de la lámina contigua. De esta forma se obtienen grandes tableros cuya resistencia en todas direcciones es uniforme. Resultan poco deformables.

Fig. 83



Ofrecemos una tabla de las maderas más empleadas y con sus principales características de resistencia.

CARACTERISTICAS FISICAS DE LAS MADERAS MAS EMPLEADAS

	Peso específico	Resistencia a la tracción en Kg/mm²	Resistencia a la compresión en Kg/mm²	Resistencia a la flexión en Kg/mm²	Resistencia a la cortadura en Kg/mm²
ROBLE	0'4 0'7 0'95	5 9 18	4 5 6	7 9 10	0'5 1 1'5
FRESNO	0'5 0'7 0'9	3 10 22	3 5 6	5 10 18	0'7 0'7 0'7
NOGAL	0'6 0'7 0'75	10 10 10	4 6 7	8 12 14	— — —
OLMO	0'5 0'7 0'85	6 8 21	3 4 6	5 7 16	0'7 0'7 0'7
HAYA	0'5 0'7 0'9	6 14 18	4 5 8	6 11 18	0'5 1 2
PINO COMUN	0'3 0'5 0'7	4 9 24	3 5 7	4 7 12	0'5 1 1
ABETO	0'3 0'45 0'7	5 8 12	3 4 5	4 6 10	0'5 0'5 0'5

EL HORMIGON

El hormigón es la base en que se asientan las máquinas fijas y los edificios. Se obtiene mezclando cemento, áridos y agua.

Por áridos entendemos las arenas y piedras que se añaden al cemento para obtener el hormigón. Estas arenas pueden ser finas o gruesas, lo mismo que las piedras, que pueden ser gravas, gravillas, garbancillos y otras denominaciones muy locales casi siempre, de acuerdo con su tamaño y forma.

En cuanto al cemento puede ser lento o rápido, según lo que tarde en fraguar. El cemento normal se conoce mundialmente por cemento Portland, del cual en todos los países existen múltiples marcas. Este cemento da un hormigón que empieza a estar en su punto a los siete días de haberse realizado la mezcla. A los 28 el hormigón tiene toda su resistencia.

Existe el cemento rápido, cuya mezcla fragua a las pocas horas de realizada, aunque su empleo es poco recomendable por la razón de dar un hormigón de poca resistencia.

El hormigón es muy resistente a la compresión (ideal para máquinas que trabajan en este sentido) pero, en cambio, es muy poco resistente a la tracción y flexión. Por eso, para compensar esta falta de resistencia, en el interior de las masas de hormigón que deben someterse a esfuerzos de tracción y flexión, se añaden unos envarillados de hierro. De esta forma, el hierro aguanta los esfuerzos de tracción y flexión, mientras el hormigón resiste los de compresión. Este es el *hormigón armado*.

Con esta máquina, llamada HORMIGONERA, se hace la mezcla del cemento con los áridos y agua para obtener el hormigón.

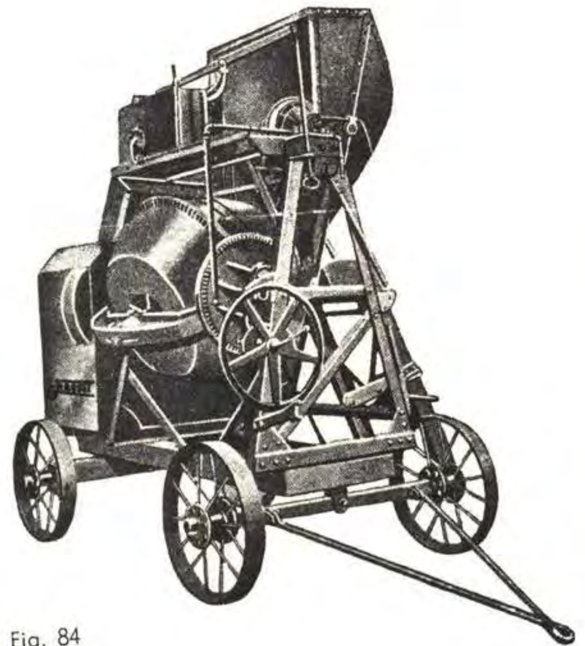


Fig. 84

LA GOMA

Para finalizar con este tema, vamos a decir alguna cosa de la goma.

Es un material elástico muy empleado en maquinaria para topes, finales de recorrido, amortiguadores de vibraciones mecánicas y sonoras, aros de resistencia a aceites y lubricantes, etc.

La goma natural es un producto vegetal que se extrae por incisión en la corteza de algunos árboles de países tropicales. Esta resina tratada con azufre por un proceso llamado de vulcanización nos proporciona el caucho normal que encontramos en el mercado, elástico y de gran resistencia.

Ultimamente, empero, se ha impuesto la *buna* o goma artificial, más dura que el caucho natural y más resistente mecánicamente. Aguanta mucho más el desgaste y es aislante.

Hemos acabado. No podíamos seguir adelante sin que tuviese una idea (somera idea, ciertamente) de los principales materiales empleados en construcciones mecánicas. Ahora ya no podrá extrañarse cuando en un cajetín de rótulo aparezca una notación de un acero, o el nombre de un bronce, por ejemplo. Eso es lo que interesaba y creo que se ha conseguido.



He ahí una bella muestra de las posibilidades del hormigón armado, como material resistente a la flexión y compresión.

Fig. 85



Prácticas de dibujo mecánico 2

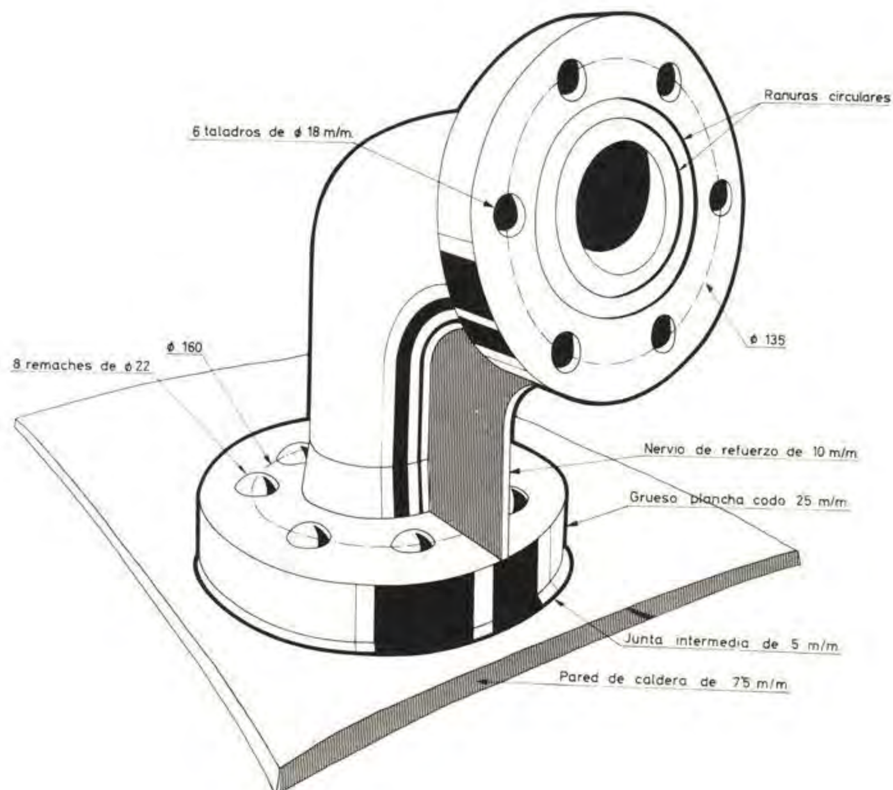
EJERCICIO N.° 2
UNION ROBLONADA

Vamos a efectuar el plano, que representa una unión remachada entre un cuerpo de caldera de chapa de 7'5 milímetros de espesor y un raccord en forma de codo a 90°. Los roblones deben ser de 22 mm. de diámetro.

Vea una vista en perspectiva en la fig. 86.

El plano debe presentar tres vistas. Los dos alzados nos dan una vista clara y concisa de la sección del codo, tipo de remaches (ambas cabezas semiesféricas) y radio de curvatura de la pared de la caldera. La vista en planta (vista superior) nos da la posición de los roblones.

Esta unión roblonada consta en realidad, aparte de los remaches, de tres piezas; a saber:



a) codo-raccord,
b) trozo de plancha de la caldera,
c) junta intermedia de unión entre el codo y la caldera, de 5 mm de espesor.

Tratándose de un plano de prácticas con roblonados, aprovechamos la ocasión para calcular y dibujar el remache correspondiente, cuyas medidas deduciremos consultando la tabla de la pág. 70 (Elementos de Máquinas).

Falta solamente averiguar la longitud *l* del espárrago que, como sabemos, es igual a la suma del espesor total a remachar más una vez y media el diámetro del remache, que en este caso es de 22 mm. Una vez y media los 22 mm son:

$$22 + 11 = 33 \text{ mm.}$$

Y el espesor total de las partes a remachar, si miramos la figura 86, vemos que es igual a:

Parte del codo	25 mm
Junta intermedia	5 mm
Pared de caldera	7'5 mm
TOTAL	37'5 mm

Luego, el vástago del remache deberá tener una longitud de:

$$37'5 + 33 = 70'5 \text{ mm.}$$

Y, obtenido este último dato, podemos dibujar ya el tipo de remache, que es el representado en la figura 87.

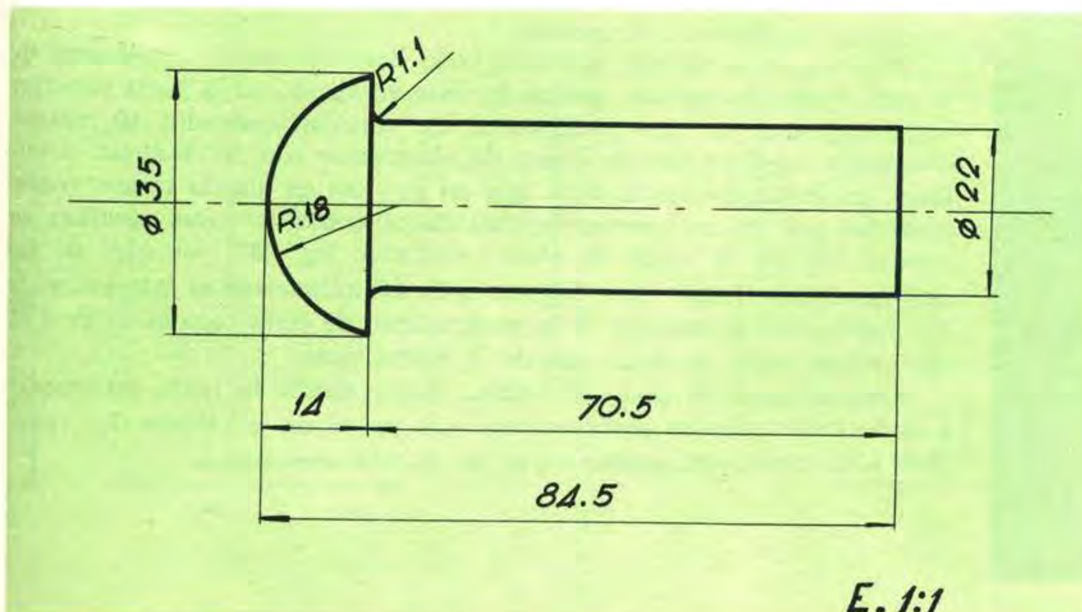


Fig. 87

Para empezar, debemos trazar, como siempre, los ejes principales y centros de círculos o arcos de círculos. De esta forma lograremos dejar el plano tal como indica la figura 88. En ella se han definido las posiciones de las tres vistas por medio de sus ejes principales. En la vista en planta de la parte inferior izquierda, obsérvese cómo se han definido los ocho centros de los taladros correspondientes a los ocho remaches. Todos estos centros están sobre una circunferencia que, según indica el plano, tiene un diámetro de 160 mm.

Ahora bien: hay ocho remaches en total, a repartir equidistantes. Luego, los 360° de la circunferencia trazada debemos dividirlos en ocho partes iguales. O sea, que entre cada dos centros de remaches consecutivos habrá una distancia, en grados, de:

$$360 : 8 = 45^\circ$$

Y como están repartidos simétricamente respecto al eje vertical que pasa por el centro de la circunferencia, tomaremos (tal como se indica en la figura 88), 22°30' (la mitad de 45°) hacia la derecha y hacia la izquierda a partir de este eje vertical, con lo que obtendremos los puntos A y B, que distan entre sí:

$$22^\circ 30' + 22^\circ 30' = 45^\circ$$

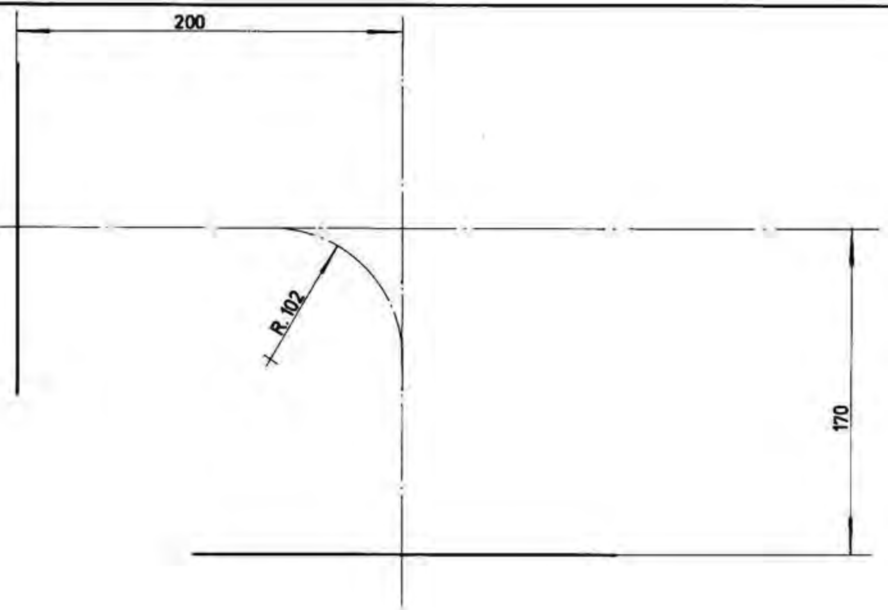
Y ahora, para obtener los demás centros sobre la circunferencia, basta trazar los diámetros que pasan por A y B, con lo que obtendremos los puntos C y D; trazamos luego los diámetros perpendiculares a AC y BD, con lo cual obtendremos los cuatro puntos que nos faltaban: E, F, G y H.

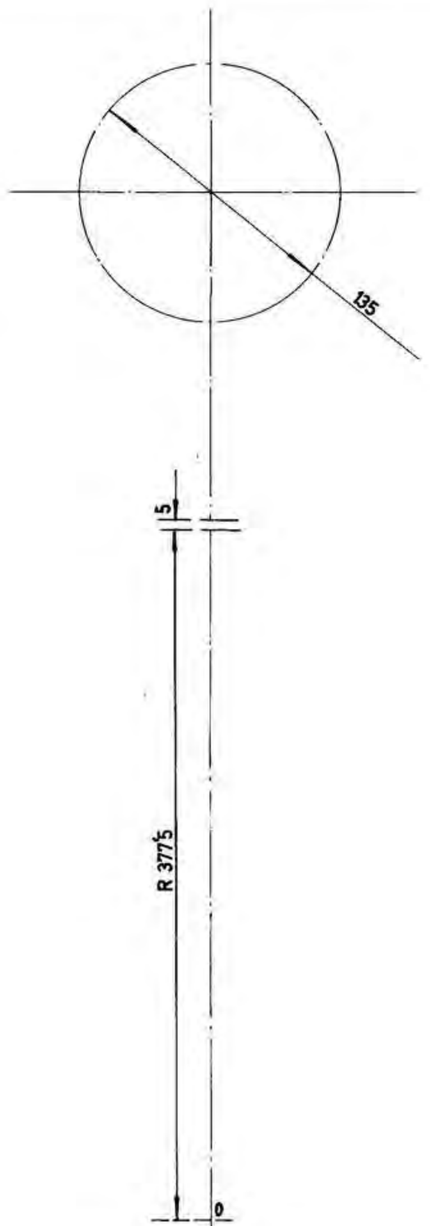
En cuanto a la vista en alzado, la superior derecha del plano de la figura 88, basta trazar la circunferencia de diámetro 135 milímetros, sobre la que deben estar los seis centros de los taladros de 18 milímetros de diámetro.

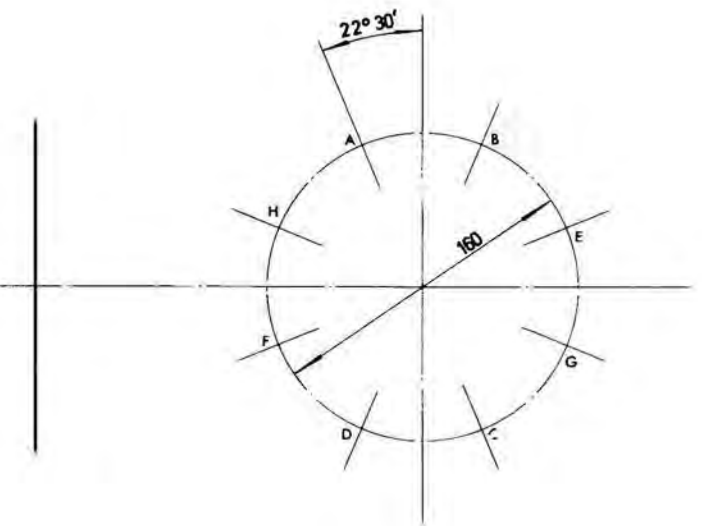
El punto O inferior a esta última vista, es el centro de los arcos de círculo que siguen la curvatura de la pared de la caldera. La parte exterior de ésta tiene un diámetro (según indica la figura 86) de 755 milímetros, o, lo que es lo mismo, un radio de 377,5 milímetros. Encima de esta pared, y entre ella y el codo-raccord, va la junta intermedia de 5 milímetros de grueso.

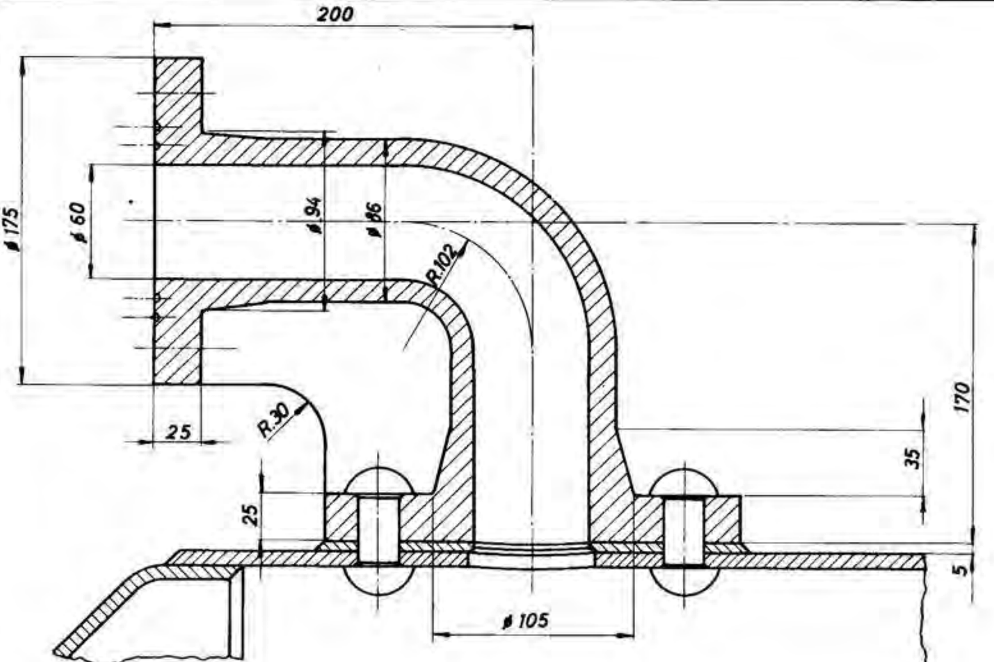
Observe, como detalle, que este codo lleva un nervio de refuerzo de 10 milímetros de espesor, que en la vista en alzado de la parte superior viene indicado por dos paralelas al eje vertical separadas 10 milímetros entre sí. Otro detalle digno de observarse son las ranuras circulares, en forma de medio toro, que en la vista en alzado vienen representadas por cuatro circunferencias concéntricas, y cuyas medidas se pueden ver en la vista de planta (inferior fig. 88): los ejes de los dos semitoros tienen unos diámetros de 80 milímetros el interior, y de 100 milímetros el exterior. Y la profundidad de estas regatas es de 0'75 milímetros, según se desprende de la misma vista.

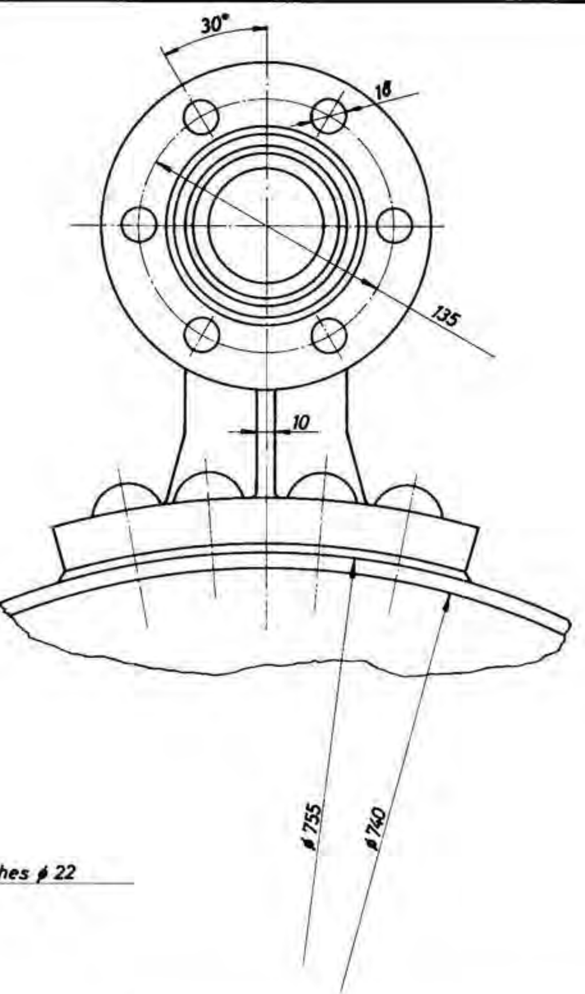
Para terminar el plano definitivo, basta añadir la junta intermedia y la parte de plancha perteneciente a la pared de la caldera, los remaches y las cotas, sin olvidar rayar las partes seccionadas.

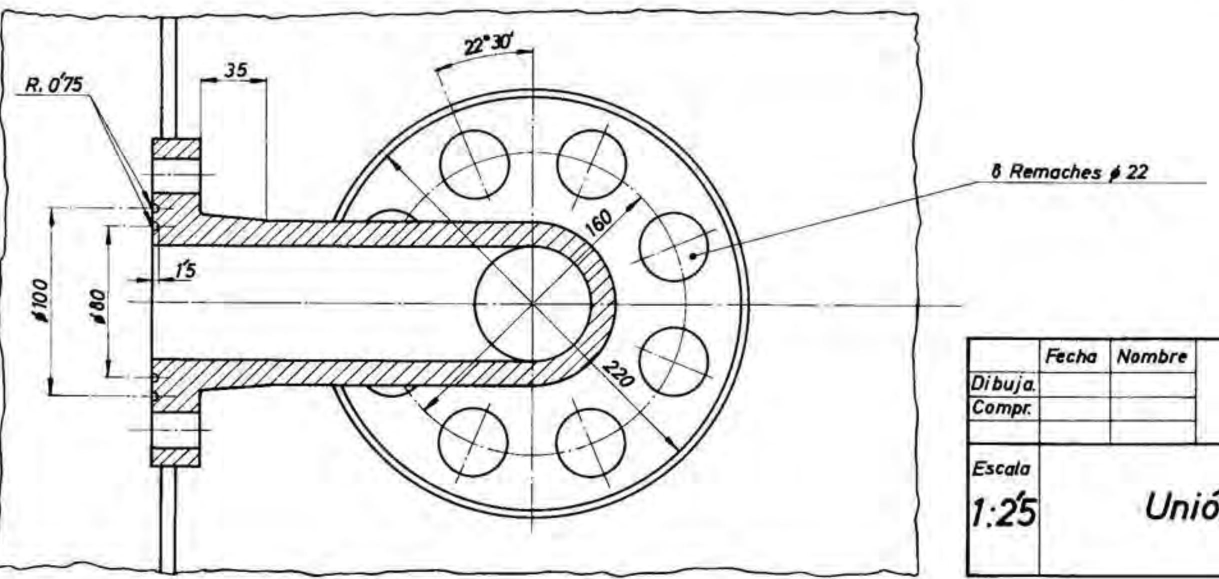

200
R. 102
170


135
5
R 377'5
0


22° 30'
A
B
H
160
E
F
G
D
C







	Fecha	Nombre		AFHA
Dibuja.				
Compr.				
Escala 1:2'5	Unión roblonada			

DM
DG } 18

Proyectar es fácil



AFHA

MECANICA

Lección 3
ELEMENTOS DE MAQUINAS
Nervios y brazos
Cálculo de vigas

Lección 3
TECNICA INDUSTRIAL
Tolerancias
Normas ISO - Tablas

Lección 3
PRACTICAS DE DIBUJO
Calibres o galgas

Lección 2
AMPLIACION DE FISICA
Esfuerzos
Vigas, tipos y apoyos
Momentos flectores

ELEMENTOS de MAQUINAS 3

NERVIOS
BRAZOS
FORMA CORRECTA DE DIBUJARLOS

La mayoría de piezas de máquinas son estructuras fundidas que luego sufren un proceso de rectificación: se pulen y trabajan para darles la forma final y exacta que requiere la máquina a que van destinadas. Estas piezas de fundición, en multitud de casos, presentan huecos, zonas carentes de material, a fin de evitar gasto y peso innecesario. El material se concentra en las zonas que deben resistir los esfuerzos previstos para la pieza en cuestión. La unión de las zonas de la pieza destinadas a resistir los esfuerzos previstos se hace por medio de brazos que cuando forman la divisoria de una zona hueca, como brazo de unión entre dos zonas de material, reciben el nombre de NERVIOS.

Un ejemplo típico de nervios es el que representa el volante de la figura 90, proyectado para ser maniobrado con la mano. Observe que los cuatro nervios tienen una sección elíptica, cuando parece lógico que debiera tratarse de una sección circular. Es un detalle que debe tener en cuenta cuando dibuje algún nervio destinado a soportar el empuje de una mano cerrada sobre él: la forma elíptica se adapta mucho más a una mano cerrada que una forma circular.

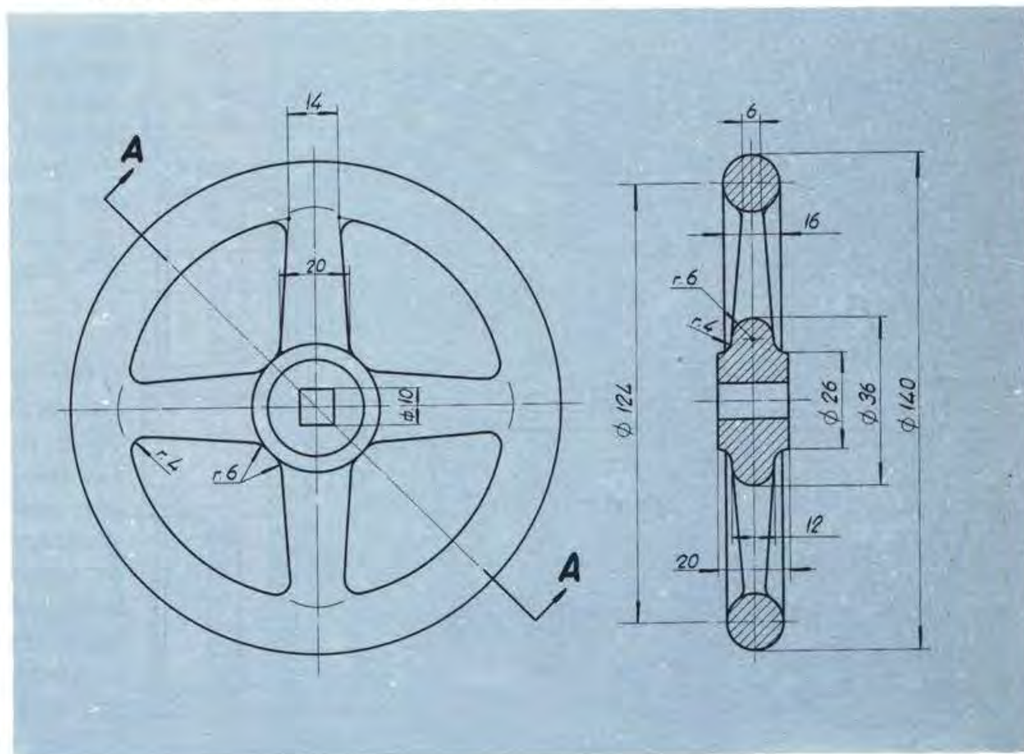


Fig. 90

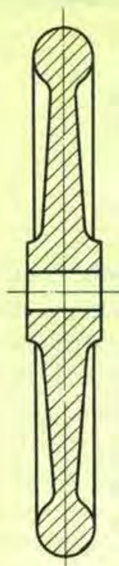


Fig. 91

Este volante consiste en una corona en forma de toro (recuerde que hemos estudiado esta forma geométrica) unido a un núcleo central de forma cilíndrica, llamado *cubo* del volante, por medio de los cuatro nervios de forma elíptica

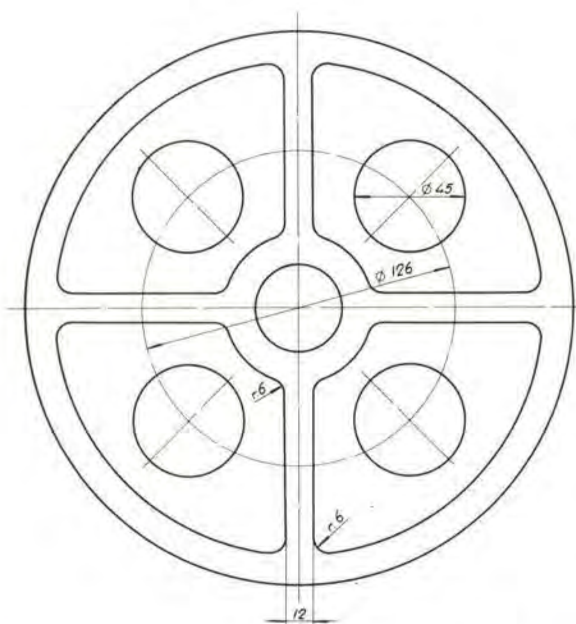
Observando la figura 90 se dará cuenta de que estos nervios parten del núcleo central con un espesor de 12 mm, para estrecharse paulatinamente llegando al toro exterior con un espesor de sólo 6 mm.

Advierta ahora una curiosidad que *es norma* en esta clase de dibujos: el corte representado en la parte derecha de la figura 90 debiera aparecer como muestra la figura 91. Sin embargo, esta representación da una visión errónea de la pieza, puesto que no demuestra la existencia de las partes vacías que quedan entre los nervios. La representación correcta es, pues, la de la figura 90. En realidad es un corte del volante, supuesto un giro de 45°. Es un corte por A-A. Aparecen entonces el cubo del volante y el toro como partes seccionadas y los nervios como partes no seccionadas.

Hemos dicho que esta curiosidad debe tomarse por norma. En efecto: LOS NERVIOS O RADIOS DE LOS VOLANTES (LEA TAMBIÉN RUEDAS) NUNCA DEBEN REPRESENTARSE SECCIONADOS.

Supongamos que el volante debe soportar grandes esfuerzos y que son insuficientes los nervios que transmiten el esfuerzo desde el toro al cubo. En este caso la *llanta*, o parte exterior, puede quedar unida al cubo por medio de una plancha de metal sobre la que aparecen los nervios.

Este es el caso del volante representado en la figura 92, en que el cubo y la llanta quedan unidos por una plancha de hierro de 12 mm de espesor. Sobre esta plancha de unión aparecen los consabidos nervios de $18 + 12 + 18 = 48$ mm y que en la figura pueden verse frontalmente en la parte izquierda del plano y laterales en la derecha.



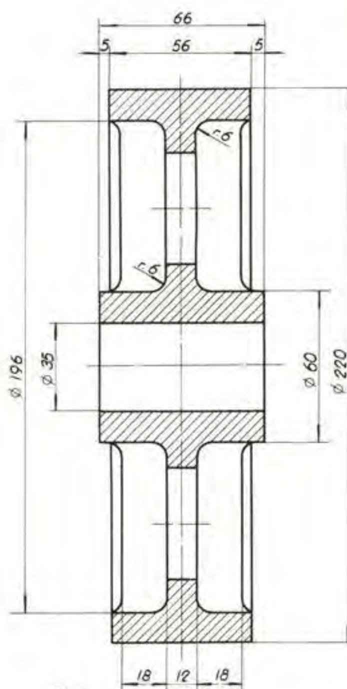


Fig. 92

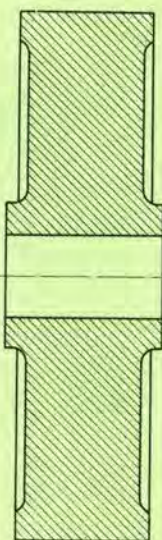


Fig. 93

Entre cada dos nervios se ha efectuado un taladro para evitar peso. Y observe que el corte se ha hecho exactamente igual que en la figura 90 (a 45°). En la figura 93 demostramos el corte que, si bien parece que debería ser correcto, no lo es.

No olvide nunca que en las piezas en que aparecen nervios, sus detalles deben quedar visibles en los cortes. Los nervios nunca se dibujan en sección, lo repito.

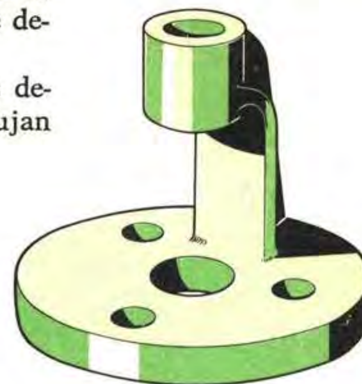


Fig. 94

Veamos ahora otra cuestión: Intentemos representar la pieza cuya perspectiva es la figura 94. Se trata, como puede ver, de una base circular plana y una cabeza cilíndrica unidas por medio de UN BRAZO cuya sección tendría la forma de una T. Esta vez no se trata de un nervio, sino de un brazo. Son dos cosas distintas, ¿sabe?... Observe cómo el brazo une dos formas sólidas, como en el caso de un nervio, pero así como éste separaba dos espacios vacíos, no así el brazo, que constituye una forma sólida independiente.

En la representación por vistas debe observar que el brazo, al igual que hacíamos con los nervios, no se representa seccionado, sino en vista normal. Sin embargo, se indica la forma de la sección con un corte superpuesto a la misma vista en alzado que representa el corte de la pieza.

La vista en planta sólo representa la base, puesto que llevando la indicación clara y precisa de los tres taladros de 15 mm no necesita más detalle. La pereza es siempre un mal negocio, pero encontrar el sistema de trabajar menos sin que por ello nuestro trabajo pierda efectividad, sí es un buen negocio. Ganar tiempo quiere decir aumentar la producción.

Observe que el brazo de la pieza de la figura 6 no lleva una indicación exacta de sus medidas. Ello es así, por la sencilla razón de que estas medidas parten de la base con un valor determinado, para estrecharse en proporción inversa de lo que el brazo se acerca a la pieza superior. A medida que el brazo se aleja de la base, pierde anchura, se estrecha.

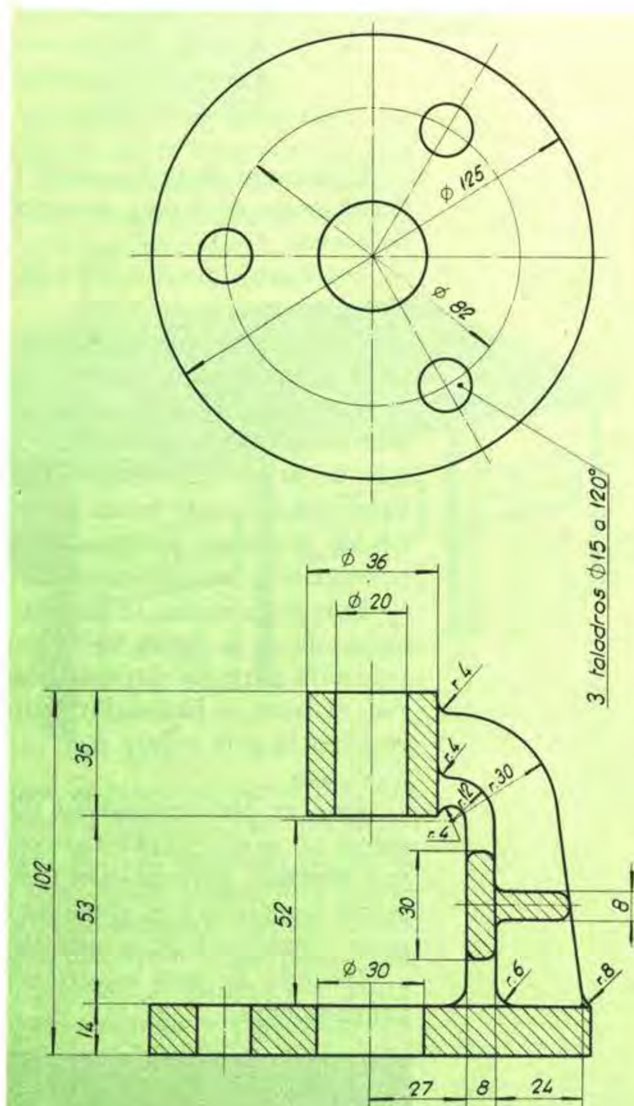


Fig. 95

Pero, si eso salta a la vista, sí que es necesario que repare en un detalle: Observe que, en todos los dibujos de este capítulo, la unión de nervios y brazos con el resto de la pieza nunca tiene lugar de una manera directa y brusca. Estas uniones no forman un vértice neto, sino que se logran amortiguando lo que sería un ángulo.

Estas uniones se representan, en el dibujo, determinando el radio bajo el que se efectúa la unión. Así, en la figura 96, puede apreciar perfectamente este detalle de la unión del brazo con el resto de la pieza.

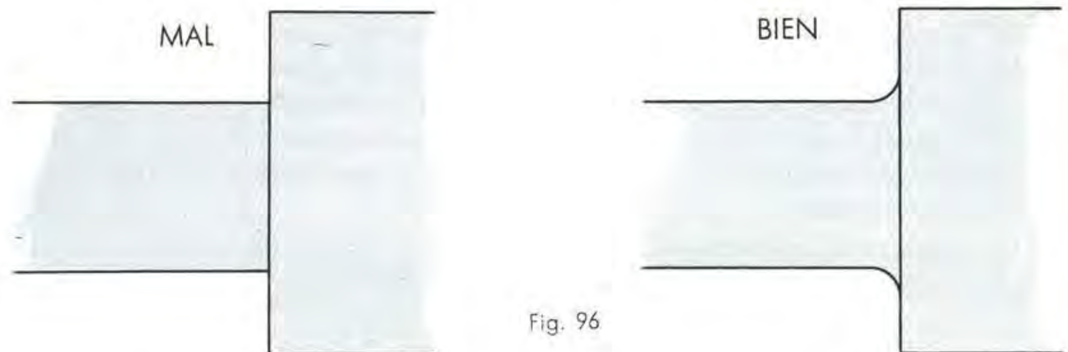


Fig. 96

El volante de la figura 90 tiene los nervios unidos al toro por medio de un radio de 4 mm, mientras que se unen al cubo formando un radio de 6 mm.

Los cuatro nervios del volante de la figura 92 se unen a la llanta y al cubo con radios de 6 mm.

Esta misma particularidad puede descubrirla en la unión del brazo de la pieza de la figura 94 con la base y con el cuerpo cilíndrico.

Este amortiguado en las uniones de los nervios y brazos con las demás partes de la pieza no se hace porque sí y tampoco su razón es cuestión de simple estética. Su razón de ser es la necesidad de evitar *puntos débiles* por donde exista peligro de rotura. Recuerde que se ha hablado de las secciones peligrosas de una pieza. Pues bien: estas uniones representan de por sí una sección peligrosa que, en lo posible, debe evitarse.

Por pura lógica se le ocurre a cualquiera que la pieza situada a la izquierda de la figura 96 se romperá con mayor facilidad que la que aparece a la derecha. En este segundo caso, las fibras que forman el material, si bien se han deformado, permanecen enteras presentando mayor resistencia a la rotura que cortándolas de cuajo, como ocurre en el primer caso.

Esta es otra curiosidad que debe convertir en norma: SIEMPRE QUE PROYECTE ALGÚN ELEMENTO CON NERVIOS O BRAZOS, SEÑALE EL RADIO CON QUE DEBERÁN REDONDEARSE LAS UNIONES. Es de un efecto deplorable presentar un plano con empalmes de cantos vivos. Se demuestra un desconocimiento total de la cuestión.

Después de esta advertencia, usted no puede demostrarnos tal desconocimiento.

Apendice de elementos de Máquinas 3

CALCULO DE VIGAS

Es imprescindible que antes de estudiar este capítulo haya estudiado la lección de física perteneciente a este grupo de estudios. En él están los conocimientos precisos para conseguir el proyecto que nos proponemos realizar.

Se trata de proyectar una viga, cosa que haremos con todo detalle, partiendo de los datos que nos dará nuestro jefe, en la empresa *tal*, donde con la imaginación vamos a considerarnos en nómina.

Nuestro superior nos ha llamado para mostrarnos un croquis (o una fotografía) de lo que es el almacén de recepción de la empresa. La figura 97 representa este almacén: no es más que un edificio con ventanas en las paredes y un tejado de doble vertiente. La estructura de cubierta se aguanta gracias a los pilares interiores en que se apoya.



Fig. 97

A este almacén llegan los camiones con el material necesario. Allí se descarga este material y allí se almacena en espera de ser utilizado. Pero en este almacén no hay nada adecuado para la descarga de piezas grandes, de cajas muy pesadas, etc., cosa que obliga a hacerlo a fuerza de brazos; y la empresa ha pensado (muy bien pensado) que sería conveniente instalar una viga de la que colgar un ternal o polipasto, que es una polea especial con cadena de la que pende un gancho y que permite una operación de descarga mucho más cómoda y rápida. El encargo de nuestro jefe consiste precisamente en el proyecto de la viga necesaria para la instalación del ternal.

Hay que obedecer y trabajar bien. Vamos allá:

RECOPILACION DE DATOS

Lo primero que necesitamos son las medidas del local; y para ello, nada mejor que disponer de una planta del edificio. La pedimos y nos dan el plano que representa la figura 98. Vemos que se trata de un local de 7'5 × 16 = 120 m² aproximadamente, con ocho pilares de 45 × 45 cm y una gran puerta de entrada de 6 metros de luz.

No le sorprenda esta denominación de 6 metros de luz. En construcción se llama abertura de luz a la abertura máxima practicable de una puerta o ventana y, por analogía, a la distancia entre dos pilares o entre dos paredes... o lo que sea, y que representa la abertura por la que pasaría la luz en el supuesto de que nada se lo impidiera. Así, por ejemplo, se diría que entre dos pilares de una misma pared de este edificio (vea la planta) hay una luz de cinco metros. Pero conste que es distancia de luz aquella que deja o dejaría pasar la luz, no otra.

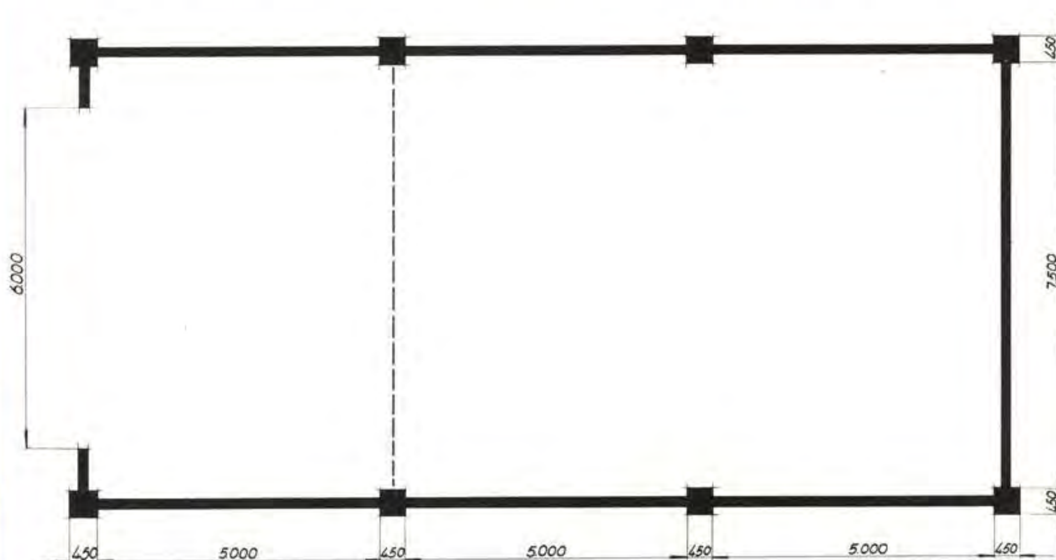


Fig. 98

Hemos hecho un inciso para aclarar un concepto. Sigamos ya con nuestro problema. En esta planta hemos señalado la situación de la futura viga con una línea de trazos. Apoyada en los dos primeros pilares (empezando a contar desde la entrada) vamos a situar la viga en cuestión.

Tenemos un dato importante: la viga irá empotrada en estos dos pilares. Será, pues, una viga con los extremos empotrados. La luz de dicha viga será la distancia entre los dos pilares: son 7'5 m.

Podemos hacer un esquema de la viga: véalo en la figura 99.

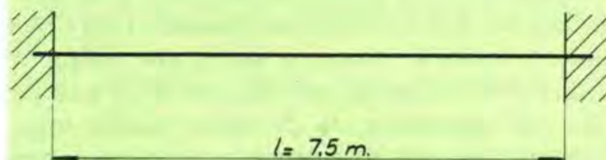


Fig. 99

Ahora debemos conocer la carga que debe soportar la viga, cosa que debemos preguntar a quien se ocupe de las operaciones de carga y descarga, puesto que será quien sepa los kilos que puede llegar a pesar una de las cajas que normalmente traen los camiones. Se nos informa de que llegan cajas con un peso máximo de 2 toneladas; pero, como hombres precavidos, pensamos que lo prudente es añadir unos 200 kilos de más *por lo que pudiera pasar*. Es una temeridad hacer un cálculo de este tipo sin dejar un margen un poco amplio. Así, por ejemplo, los cables de un ascensor calculado para elevar 600 Kg, es seguro que nos aguantarían ricamente los 1000; es un margen de seguridad que nunca debe desdeñarse. Total: que si nos piden que la viga pueda resistir un esfuerzo de 2.000 Kg, nosotros la calcularemos para 2.200.

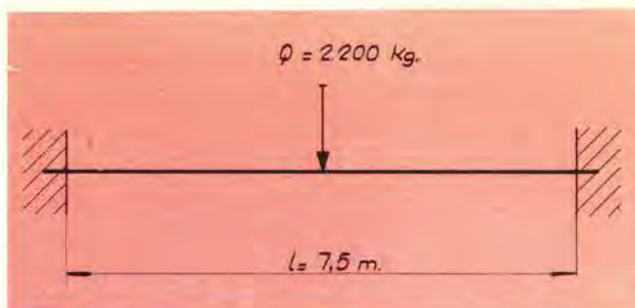


Fig. 100

Sabiendo que el ternal irá situado en el mismo centro de la viga (se nos informa que para la maniobra de descarga es lo más adecuado), podemos añadir al croquis anterior el dato de la carga y su punto de aplicación sobre la viga. Es la figura 100.

La carga está en el centro de la luz, a 3'75 m de cada pilar.

CALCULOS

Conocemos los datos y podemos empezar a calcular la viga. En Ampliación de Física tenemos un cuadro (el cuadro I) con los tipos clásicos de vigas. Veamos, como primera providencia, cuál es el caso en que nos encontramos. Se trata, como puede comprobar, del caso 14: viga empotrada con carga central.

MOMENTO FLECTOR MÁXIMO

Segundo paso: busquemos el momento flector máximo que, según nos indica la tabla de momentos flectores será:

$$M_{max.} = \frac{Q \cdot l}{8}$$

Aplicando a esta fórmula los valores de los datos, tendremos:

$$Q = 2.200 \text{ Kg} \quad l = 7'5 \text{ m}$$

Luego será:

$$M_{max.} = \frac{2.200 \cdot 7'5}{8} = 2.062'5 \text{ m.Kg.}$$

Sabemos ya que necesitamos una viga para un momento flector de 2.062'5 m.Kg.

MOMENTO RESISTENTE

Conocido el momento flector, podemos encontrar el momento resistente que le corresponde. Sabemos que será una viga metálica, con lo cual calcularemos el momento resistente con la fórmula adecuada. Será:

$$W = \frac{M}{\sigma_f} = \frac{2.062'5}{12} = 171'87$$

Y, de momento, nuestros conocimientos no alcanzan más lejos. Podemos dar a nuestro jefe este dato final: *necesitamos una viga metálica cuyo momento resistente sea de 171'87.*

Nuestro superior dispone de unas tablas (las verá dentro de muy poco, cuando acabemos con lo relativo al cálculo de vigas) que una vez consultadas le permiten decirnos sin temor que:

La viga que tiene un momento resistente superior a 171'87, es la IPN-20. Por lo tanto, deberemos dibujar este tipo de viga, con las medidas que requiere nuestro caso.

Al final de este capítulo incluimos las tablas de perfiles laminados, con las cuales nos resultará fácil trazar el plano de la figura 101.

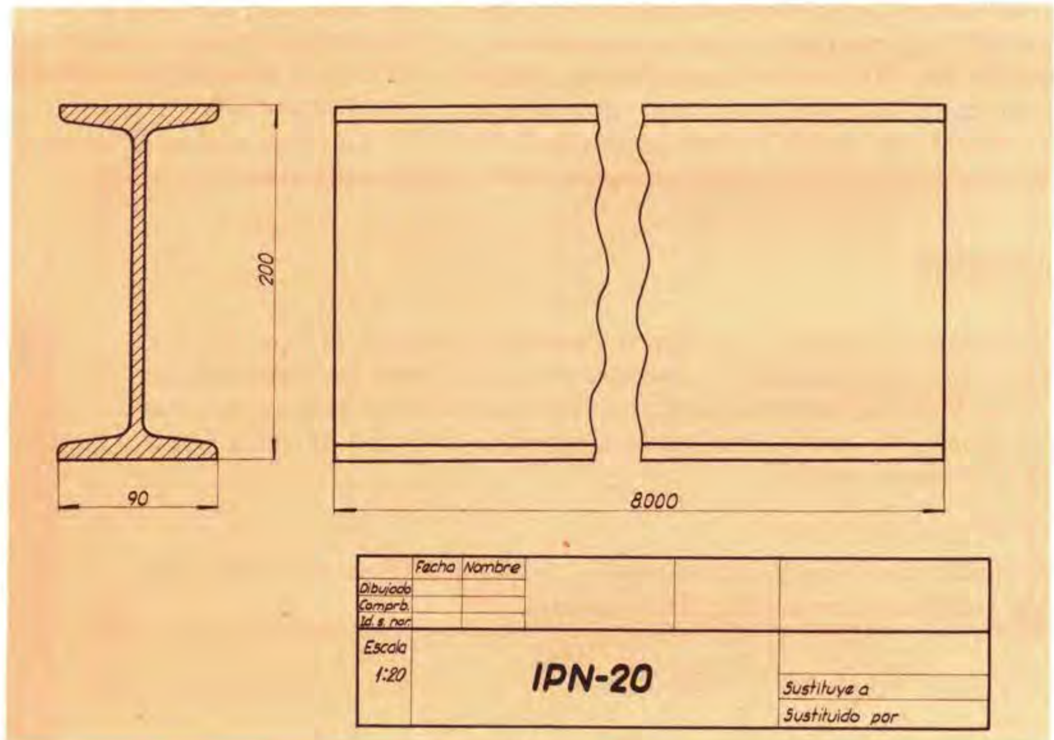


Fig. 101

Recuerde que la luz de la viga era de 7'5 m. Sin embargo, en el plano se indica una longitud total de 8 m. Habrá adivinado que necesitamos este excedente de longitud para poder empotrar la viga en los pilares correspondientes. Si empotramos 25 cm de viga en cada pilar, deberemos aumentar la longitud en 50 cm, con lo cual los 7'5 m de luz se convierten en los 8 m de longitud total.

Me parece que no hace falta decir que el truco de cortar la viga representando sólo sus extremos obedece al hecho de tratarse de una pieza cuya longitud es muy superior a sus demás medidas. Si queremos dibujar por entero esta viga nos encontraremos con el problema de la escala: a una escala de mucha reducción la altura quedará representada por una ridiculez. La mejor solución es trabajar a una escala más normal y no representar la totalidad de la pieza. ¡Pero con la condición de indicar su cota total! Un plano como el de la figura 101 es el que presentamos a nuestro superior. Veremos si nos felicitan por nuestro trabajo.

Vamos a resolver otro caso de proyección de vigas muy real y frecuente dentro de una industria.

PLANTEO

El operario de un torno (el de la figura 102) debe mecanizar unas piezas (que aparecen en esta misma figura) y que pesan 180 Kg. Supongamos que el tiempo que debe emplearse para mecanizar cada una de estas piezas para la buena marcha de la fábrica debe ser de 15 minutos. Esto quiere decir que nuestro obrero debe levantar la pieza, colocarla en el torno, mecanizarla y sacarla, en 15 minutos. Esta operación la realizará cuatro veces por hora, que al día, en el supuesto de que la jornada de trabajo es de 8 horas, representarán cargarse a brazo 32 veces los 180 Kg y retirarlos de la máquina otras tantas veces. Esto es una barbaridad, aun suponiendo que el operario sea capaz de resistir tal cantidad de trabajo... que es mucho suponer.

La solución al problema es fácil:

Se empotra en la pared, en voladizo, una viga por la que pueda circular un carrito, portador a su vez de un polipasto. Correremos el carrito hasta situarlo encima de la pieza a mecanizar, sujetaremos la pieza al polipasto y la elevaremos. Situaremos el carrito encima del torno, bajaremos la pieza accionando el polipasto y dejaremos la pieza sobre la máquina sin apenas forzar los músculos. En la figura 103 tiene un esquema del aparato.

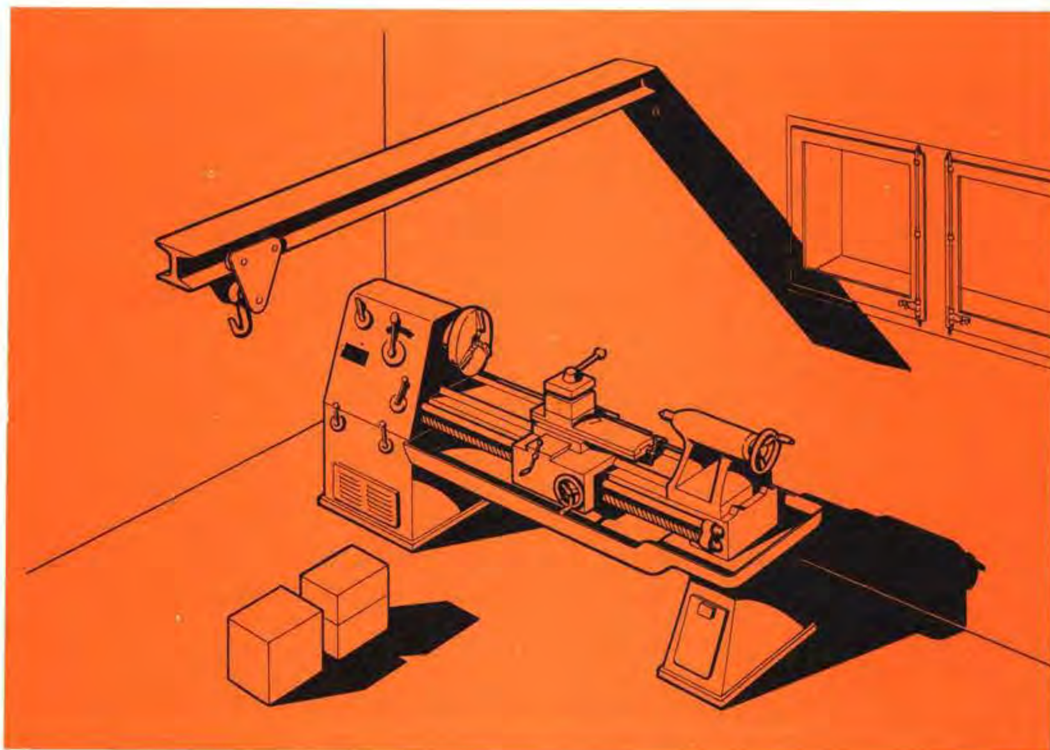


Fig. 102

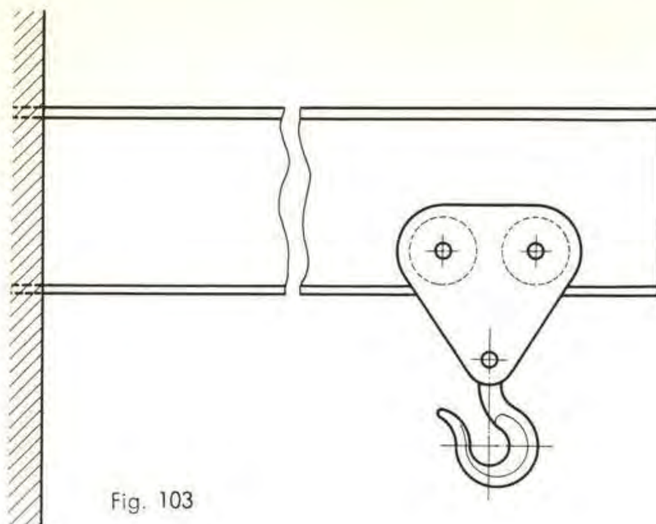
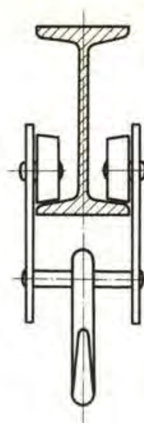


Fig. 103



Visto en planta el problema se nos presenta según indica la figura 104. El torno viene representado esquemáticamente por un rectángulo (1) separado 0'5 metros de la pared.

La situación de las piezas está indicada por medio de dos cuadrados. El cuadrado (2) representará las piezas que esperan para ser mecanizadas. El cuadrado (3) será las piezas ya mecanizadas. Esta planta esquemática va a permitirnos deducir las medidas que debemos dar a la viga para que cumpla con su cometido.

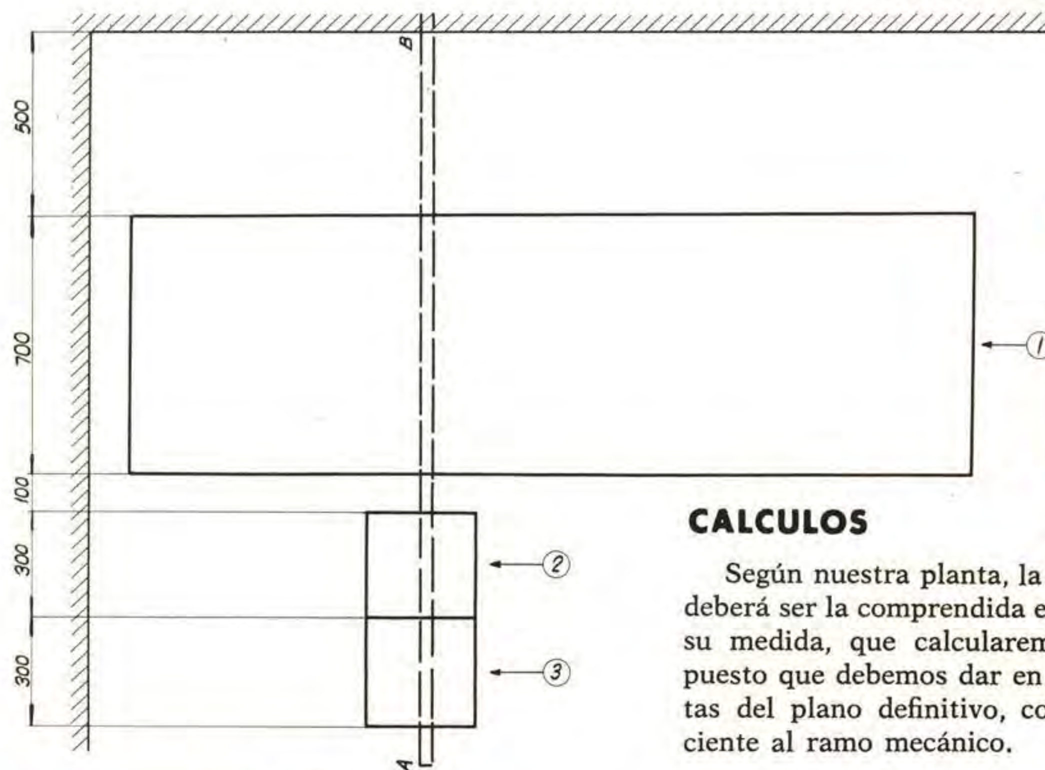


Fig. 104

CALCULOS

Según nuestra planta, la longitud de la viga deberá ser la comprendida entre A y B. Veamos su medida, que calcularemos en milímetros, puesto que debemos dar en esta unidad las cotas del plano definitivo, como plano perteneciente al ramo mecánico.

Espacio entre la pared y la máquina	500 mm
Anchura de la máquina	700 mm
Espacio entre la máquina y las piezas a mecanizar ...	100 mm
Anchura ocupada por las piezas a mecanizar	300 mm
Anchura ocupada por las piezas mecanizadas	300 mm
TOTAL	1.900 mm

Si ésta es la longitud necesaria, no estará por demás que le demos un mayor margen, como de unos 100 mm, con lo cual la longitud de la parte

visible de la viga será de 2.000 mm. Podemos hacer el croquis indicando la carga en su situación más desfavorable para la viga, que será, sin duda, cuando esté situada en el extremo volado de la misma.

Hemos dicho que las piezas pesan 180 Kg, peso al que debemos añadir el del carro y ternal. Supongamos que el conjunto representa unos 20 Kg más. El peso a soportar por la viga será, pues, de 200 Kg.

MOMENTO FLECTOR

La tabla de momentos flectores (vea Ampliación de Física), para el caso de una viga empotrada en voladizo con una carga concentrada en su punta (hemos dicho que es la situación del peso más crítica para la viga), nos dice que debemos operar así:

$$\mathbf{M_{max.} = Q \cdot l = 200 \cdot 2 = 400 \text{ m.Kg.}}$$

MOMENTO RESISTENTE

Contando que la σ_f para el material de la viga es, como en el caso anterior, igual a 12, tendremos:

$$\mathbf{W = \frac{M}{\sigma_f} = \frac{400}{12} = 33'33}$$

Nosotros hemos terminado con los cálculos. Los presentamos al jefe, quien, consultando su misteriosa tabla, nos dice que la viga que resiste el momento encontrado es una IPN-10, o sea, una viga doble T de 100 mm de altura.

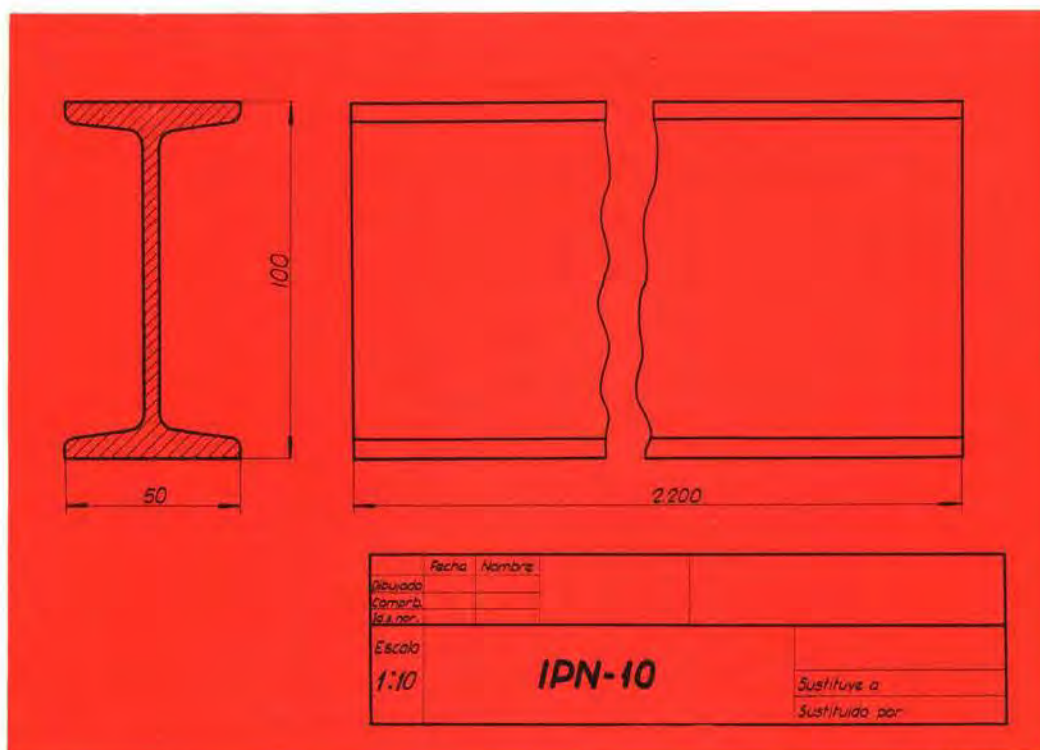


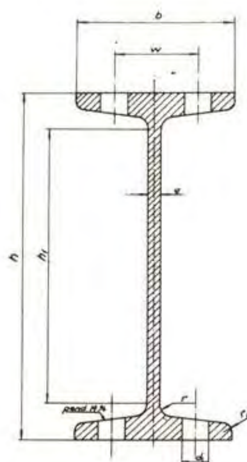
Fig. 105

PLANO

Si nos dicen que la *entrega* debe ser de 200 mm, dibujaremos una viga IPN-10 con una longitud total de 2.000 + 200 = 2.200 mm.

En definitiva, el plano que entregaremos será este de la figura 105.

TABLA PARA PERFILES IPN



Perfil IPN	Dimensiones en mm.							Sección en cm²	Peso en Kg/m.
	h	b	e=r	r_1	h_1	w	d_1		
8	80	42	3,9	2,3	60	—	—	7,58	5,95
10	100	50	4,5	2,7	75	—	—	10,6	8,32
12	120	58	5,1	3,1	90	—	—	14,2	11,2
14	140	66	5,7	3,4	109	34	11	18,3	14,4
16	160	74	6,3	3,8	125	38	14	22,8	17,9
18	180	82	6,9	4,1	142	44	14	27,9	21,9
20	200	90	7,5	4,5	159	46	17	33,5	26,3
22	220	98	8,1	4,9	175	52	17	39,6	31,1
24	240	106	8,7	5,2	190	56	17	46,1	36,2
26	260	113	9,4	5,6	208	58	20	53,4	41,9
28	280	119	10,1	6,1	225	62	20	61,1	48,0
30	300	125	10,8	6,5	240	64	20	69,1	54,2
32	320	131	11,5	6,9	257	70	20	77,8	61,1
34	340	137	12,2	7,3	274	74	20	86,8	68,1
36	360	143	13,0	7,8	290	74	23	97,1	76,2
38	380	149	13,7	8,2	306	80	23	107,0	84,0
40	400	155	14,4	8,6	323	84	23	118	92,6
45	450	170	16,2	9,7	363	92	26	147	115
50	500	185	18,0	10,8	404	100	26	180	141

La Sección se considera sin tener en cuenta los taladros.

técnica industrial 3

CONCEPTO DE TOLERANCIA
AJUSTE Y APRIETE
DENOMINACIONES
INDICACION DE LA CALIDAD DEL MECANIZADO
NORMAS ISO
TABLAS ISO PARA TOLERANCIAS

Vamos a imaginar que disponemos de un magnífico automóvil y que con él estamos recorriendo una autopista disfrutando del placer de la velocidad. Pero, de golpe y porrazo, pif, paf, pof, el motor que no funciona y el coche que se queda *seco* en medio de la pista. Levantamos el capot y comprobamos con desconsuelo que se ha roto una biela. La única solución es avisar a un taller especializado en la marca de nuestro coche y pedir una biela de recambio que, naturalmente, deberá ser igual que la que se nos ha roto.

Ahora bien: ¿encontraremos una biela exactamente igual?... Mi respuesta es, categóricamente, NO. Encontraremos, sí, la biela que se acople al motor. Estará fabricada exprofeso para él, como la que teníamos; pero aseguro que entre las dos encontraríamos diferencias en las medidas. Serán diferencias de milésimas de milímetro, prácticamente inapreciables, pero existirán. ¿Influirán estas diferencias en el funcionamiento del motor?... Pues depende de la diferencia. Y, ¿qué diferencia máxima podemos admitir? Dicho de otra manera: ¿qué medidas límite podemos aceptar en la pieza nueva?... He ahí el problema que se plantea.

¡Y la respuesta no puede ser la misma para todos los casos! Una cosa es el diámetro de la cabeza de una biela, que debe ser muy exacto, y otra el de un tapón de caucho para la abertura de una botella. El tapón admitirá diferencias en más o en menos, del orden de milímetros, puesto que un tapón con dos milímetros más de diámetro, muy posiblemente también cerrará la abertura de la botella; y lo mismo podemos decir de un tapón con dos milímetros menos de diámetro. Sólo será cuestión de forzarlo más o menos. En la confección del tapón para una botella, por lo general, se puede ser muy *tolerante*.

Hemos descubierto un concepto que hasta ahora no habíamos considerado: LA TOLERANCIA. *Llamamos tolerancia al defecto o exceso de las medidas bases calculadas para una determinada pieza y que son admisibles para su aprovechamiento.*

Si enunciamos que un eje cuyo plano indica un diámetro de 35 mm puede fabricarse con un límite de tolerancia de 0'5, queremos decir que mientras el diámetro del eje no exceda en más de 0'5 mm para llegar a ella, será útil para acoplarlo a la máquina para la que ha sido proyectado. Es decir: en números redondos, el eje que hemos puesto por ejemplo, cuyo diámetro debe ser de 35 mm, sería bueno mientras su diámetro no sea mayor que 35 + 0'5, que es su límite máximo de tolerancia, o bien, mientras no sea menor de 35 — 0'5, que es el límite mínimo de tolerancia.

¿Con qué límites de tolerancia debe trabajar el fabricante de una determinada pieza? .. Ahí es donde interviene el proyectista: debe indicar en el plano los límites de tolerancia exigidos en cada caso.

En esta lección, y en las próximas, vamos a estudiar cómo se definen los límites de tolerancia, cosa importantísima para quien piensa dedicarse a la proyección mecánica.

Las tolerancias han venido a solucionar un grave problema. Lo comprenderá muy fácilmente:

Lo ideal es fabricar bien y al precio más barato posible. Este es un factor que no puede olvidar quien está al servicio de una empresa, puesto que la economía es la base de su progreso. Pero nos encontraremos con que una misma pieza, presupuestada por varios proveedores, tendrá tantos precios como presupuestos hayamos pedido. Los que trabajen con mucha precisión nos cotizarán precios demasiado caros; y aquellos que trabajen *a bulto*, con pocos miramientos en la precisión del mecanizado, si bien nos darán precios notoriamente más baratos no nos ofrecerán las suficientes garantías como para encomendarles un pedido importante. ¿Qué proveedor deberemos escoger?... Simplemente aquel que nos garantice una total sumisión a los límites de tolerancia que le indiquemos en el plano.

IDEA DE AJUSTE - SUS CLASES

AJUSTE-JUEGO Y APRIETE

Ajustar una pieza con otra no quiere decir otra cosa que acoplarlas como es debido. Así, cuando montamos un tornillo con su tuerca o cuando montamos un cojinete a su eje, decimos que hemos ajustado las piezas.

Este ajuste, empero, puede ser de tres tipos. El ajuste puede ser:

a) AJUSTE CON JUEGO. — La unión entre las piezas ajustadas es floja. Una de las piezas *baila*, como se dice vulgarmente.

b) AJUSTE NORMAL. — Una pieza encaja con la otra con normalidad, sin bailar, pero tampoco con necesidad de hacer un esfuerzo. Digamos que con una suave presión con las manos es posible efectuar tal ajuste.

c) AJUSTE CON APRIETE. — En este caso, para acoplar las piezas se precisa un esfuerzo notable y, una vez ajustadas, las piezas quedan fuertemente unidas entre sí. Quedan *apretadas*.

Vea la figura 106. En la parte central aparece una pieza seccionada mostrando un taladro de diámetro D_n. A su derecha aparece un eje cuyo diámetro *d* es menor que D_n. Y, a la izquierda, hay otro eje con diámetro D, superior al D_n del taladro.

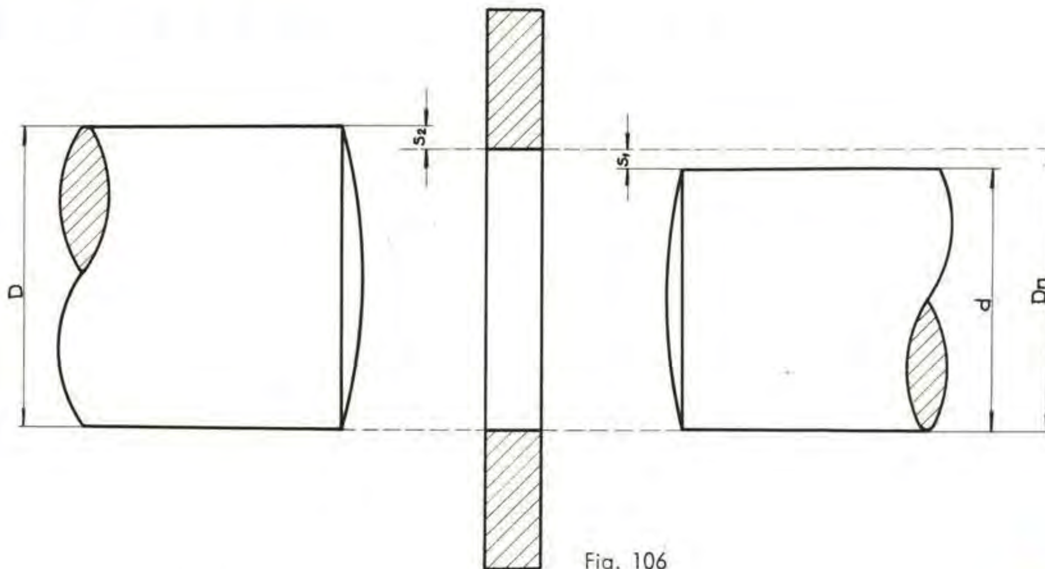


Fig. 106

Entre el diámetro del taladro D_n y el diámetro del eje menor hay una diferencia a la que llamamos s_1, por lo cual el eje de la derecha entrará en el taladro con holgura. Ambas piezas, pues, ajustarán *con juego*.

Entre D_n y D del eje mayor, hay una diferencia s_2 a favor del diámetro del eje. Ambas piezas ajustarán *con apriete*.

Es evidente que a medida que el diámetro *d* del eje menor vaya disminuyendo, aumentará la diferencia s_1, hasta que llegue un momento en que esta diferencia sea tan grande (provocando por ello un juego muy ostensible) que no permita aprovechar el eje. Por contra, si aumentamos el diámetro D del eje mayor, también aumentará la diferencia s_2, llegando un momento en que ya no será posible ajustar el eje y el taladro ni aún con apriete: el eje no pasará por el taladro por más esfuerzo que realicemos para conseguirlo. El eje no será aprovechable para el montaje.

La s_2 es el límite máximo que puede tener el diámetro del eje para penetrar en el taladro, siendo la s_1 el límite mínimo para que el juego no sea excesivo.

La suma de los límites es lo que nos da la tolerancia. Así, en este caso teórico, la tolerancia será $s_1 + s_2$.

Veamos ahora un ejemplo práctico.

Hemos dibujado el plano de una pieza consistente en dos cilindros de distinto diámetro. Vea la figura 107.

El cilindro menor debe ajustarse a un taladro... el que sea. Pero este ajuste debe ser preciso, con una determinada tolerancia que debemos indicar en el plano. Observe cómo lo hemos hecho: al lado de la cota

que indica el diámetro a mecanizar con unos límites de tolerancia, se han añadido dos cantidades, una de signo positivo y otra de signo negativo. ¡Estos son los límites de tolerancia! El diámetro, que según indica el plano debe ser de 39 mm, será bueno mientras no sea superior a 39 + 0'02 = 39'02 mm o mientras no sea inferior a 39 — 0'01 = 38'99 mm, en el caso de no llegar a los 39 mm justos, indicados en el plano.

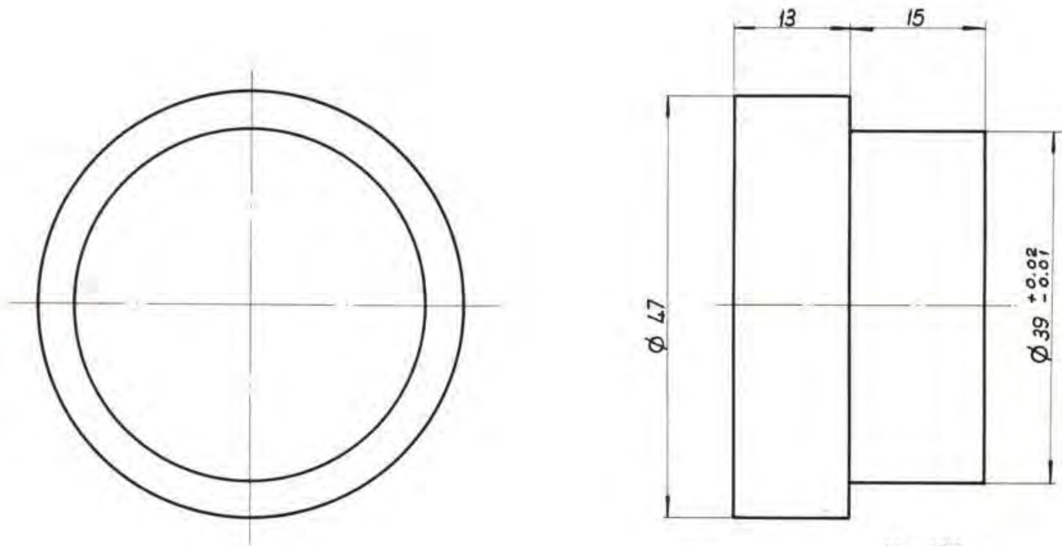


Fig. 107

Cuando nos entreguen la pieza fabricada deberemos comprobar si sus medidas se ajustan a las tolerancias especificadas. Si la pieza en cuestión tiene un diámetro menor de 39 mm justos (casualidad que también puede darse), mejor que mejor. Si su diámetro está entre los 39 mm justos y los 39'02 mm, la pieza sirve, puesto que no sobrepasa el límite de tolerancia. Si el diámetro es, por ejemplo, de 39'034 mm, la pieza deberá desecharse por sobrepasar el límite superior de tolerancia. Aquellas piezas cuyo diámetro sea inferior a los 39 mm, pero no inferiores a los 38'99 mm, también servirán. Si una pieza nos llega con un diámetro de 38'95 mm, ¡a la basura con ella!

¿Ha comprendido este concepto de tolerancia?

Ni que decir tiene que cuanto más pequeña es la tolerancia, más precisa deberá ser la mecanización de la pieza y, por lo tanto, más caro su precio. Y viceversa, claro.

Vamos a dar la nomenclatura que se emplea al trabajar con tolerancias y así podremos entendernos en lenguaje profesional.

La medida teórica indicada en el plano, o sea la cota precisa, se llama *medida nominal*.

La medida que adquiere la nominal una vez fabricada la pieza, se llama *medida efectiva*.

Si las medidas efectivas de una pieza están dentro de las tolerancias admitidas, diremos que la pieza es *útil* o *buena*.

Si una sola de las medidas efectivas de una pieza cae fuera del campo de tolerancia admitido, diremos que la pieza debe darse de *baja*, o que *es baja*.

NORMAS ISO (ISA)

Por ser las más difundidas, hemos trabajado siempre bajo normas DIN. Usted, sin darse cuenta, se ha familiarizado con un montón de estas normas alemanas. Sin embargo, para el caso concreto de las tolerancias, vamos a trabajar con normas ISA, de procedencia norteamericana. ¿Razón?... En estos casos la razón la da siempre la mayoría y la mayoría ha escogido para los cálculos de tolerancias las normas ISA. Toda la América del Sur y la gran mayoría de países europeos, entre ellos España, cuando se trata de establecer la tolerancia de un ajuste se rigen por estas normas. No le extrañe, pues, la aparición en nuestras lecciones de unas normas que no son DIN.

Fue en 1932 cuando la International Federation of the National Standardizing Associations dictó las primeras normas encaminadas a universalizar los ajustes entre dos piezas. Son las Normas ISA, que después de la segunda guerra mundial se convirtieron en las actuales NORMAS ISO (International Standardizing Organization).

Antes de adentrarnos en estas normas, digamos que se denomina *macho* a una de las dos piezas a acoplar, siendo la otra *hembra*. La pieza macho es la que penetra, siendo la hembra aquella que queda situada alrededor de la pieza macho. Así, por ejemplo, en el caso de la figura 106. eran piezas macho los dos ejes, siendo pieza hembra la pieza con el taladro.

Para indicar el acabado de una superficie, la ISO considera dos factores simultáneos. A saber:

a) La calidad del mecanizado.

b) La tolerancia del ajuste.

Respecto al primer factor (calidad del mecanizado) considera 16 calidades distintas, que van desde el acabado más perfecto para piezas de alta precisión al acabado más basto de piezas estampadas en las que no importa el grado de exactitud. Este factor se indica con un número que va desde el 1, para acabados muy precisos, al 16 para acabados de mínima calidad.

Respecto al factor tolerancia se considera desde el juego más ancho al apriete más fuerte. La calidad de ajuste se indica mediante letras, correspondiendo a la A indicar el mayor juego posible y a la Z el ajuste más fuerte de todos. Entre ambas letras corresponde un ajuste distinto a las demás del abecedario, cada una de las cuales indica una tolerancia distinta.

Según lo dicho, todo ajuste vendrá determinado por una letra que indicará el campo de tolerancia y por un número que indicará la calidad del mecanizado.

1
2
3
AUMENTA LA PERFECCION DEL MECANIZADO
16

A,B,C, ... Z

AUMENTA EL AJUSTE HACIA EL MAYOR APRIETE

INDICACION DE LA CALIDAD DEL MECANIZADO

Hemos dicho que la ISO da 16 calidades distintas, comprendidas entre la calidad 1 (la mejor de todas) y la 16, que es la peor. Estas 16 calidades se agrupan en tres grandes campos. Vea la figura 108.

PRIMER CAMPO. — Comprende las calidades del 1 al 4 cuando se trata de un eje y del 1 al 5 cuando se trata de un agujero. Sólo se emplea para mecanizados de muy alta precisión, como en el caso de la fabricación de calibres o galgas. Estos índices de precisión tan elevados se consiguen por medio de maquinaria que asombra por su precisión... y su precio. Estas máquinas están encerradas en habitaciones en donde todo el año se mantiene la misma temperatura a fin de evitar dilataciones o contracciones que puedan alterar aun en milésimas de milímetro la mecanización de una pieza. También se aíslan de toda vibración para evitar la menor alteración en el ajuste de sus piezas.

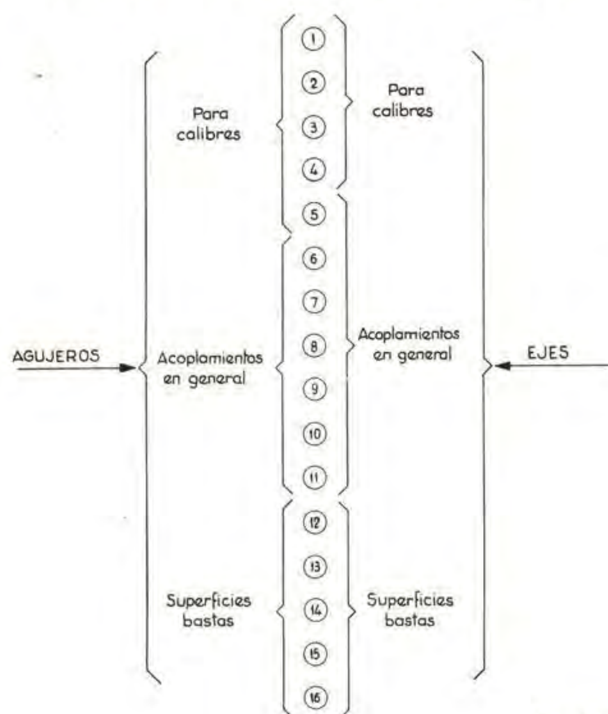


Fig. 108

SEGUNDO CAMPO. — Comprende desde las calidades 5 ó 6 a la 11. Son las utilizadas comúnmente en los ajustes de pieza macho con pieza hembra. Recorriendo este grupo empezando por el número más bajo podemos determinar cuatro calidades llamadas *súperprecisa, precisa, normal* y *grosera.*

Concretamente las calidades 5 y 6 sirven para indicar trabajos de precisión que requieren una superficie muy bien rectificada. La calidad 7 es normal en la mecánica fina y la da un acacabado de taladradora muy fino o un rectificado normal. La calidad 8 la deja una buena máquina herramienta (fresa, torno, etc.). La calidad 9 es suficiente para mecánica corriente. La 10 se utiliza para toda mecanización vulgar procedente de máquinas sin ulterior rectificado. La 11 corresponde a trabajos ordinarios de mecánica, en los que una gran variación en los ajustes no perjudica el acoplamiento.

TERCER CAMPO. — Calidades del 12 al 16: se utilizan para piezas aisladas, que no requieren ningún ajuste. La calidad de la superficie, entonces, puede ser muy basta. Generalmente, estas calidades ya no se indican en el plano. Tales son las calidades de piezas estampadas, de perfiles laminados, etc.

TABLA DE TOLERANCIAS ISO

Observe en la figura 108 cómo hemos delimitado de distinta forma estos tres campos según se trate de una pieza macho (ejes) o de una pieza hembra (taladros). Es un detalle a tener en cuenta cuando precisemos el campo de tolerancia para una medida determinada. No es lo mismo dar tolerancias de ajuste para un taladro, que darlas para un eje o cualquier otra pieza macho.

Ahora ya estamos en condiciones de entender sin esfuerzo la tabla que vamos a dar y que nos permitirá conocer los límites de tolerancia a indicar en el plano de un pieza, según sean sus características.

Si hemos dibujado un eje (o cualquier otra pieza macho) cuya calidad de acabado es del 8, ¿qué límites de tolerancia debemos dar a su diámetro en más o en menos? Eso es lo que nos resuelve la tabla de normas ISO para tolerancias. Véala y estúdiela:

Si el eje que hemos mencionado, de calidad 8, tiene un diámetro nominal de 45 mm, por ejemplo, bastará buscar en la tabla el número donde se cruzan la fila del diámetro 45 (que está comprendido entre los 30 y 50 mm) y la columna de la calidad 8. Fila y columna se cruzan en el número 39. Este número es la tolerancia expresada en milésimas, que dividido por 1.000 nos la dará expresada en milímetros. En este caso, tendremos una tolerancia de 39 milésimas, como se dice en el lenguaje normal del taller, o bien de 0'039 mm.

¿Falta algo?... Evidentemente, sí. Estas 39 milésimas expresan el campo de tolerancia entre el que puede moverse el límite máximo y el mínimo; pero nos falta determinar cuál es uno y cuál otro tanto para el caso de una pieza macho (nuestro eje) como la pieza hembra (el taladro por el que debe pasar). Pero ésta es cuestión que reservamos para la próxima lección. Creo que por ser la primera vez que hablamos de tolerancias es más que suficiente con lo dicho.

TABLA DE TOLERANCIAS ISO

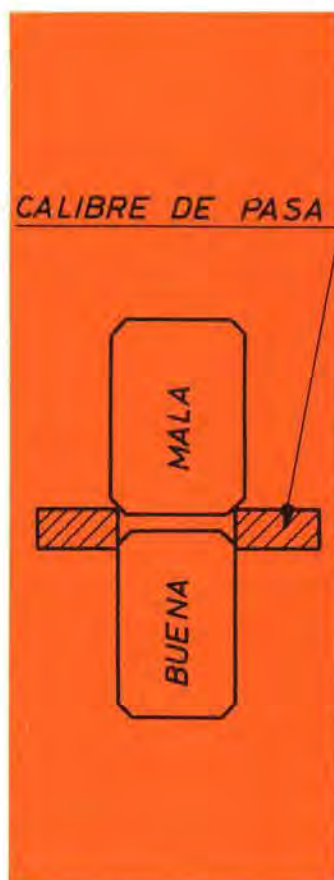
	Calibres				Acoplamientos							Tolerancias bastas				
Diámetro nominal	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
De 1 a 3.	1,5	2	3	4	5	7	9	14	25	40	60	90	140	250	400	600
Mayor de 3 y hasta 6.	1,5	2	3	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
» » 6 » 10.	1,5	2	3	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
» » 10 » 18.	1,5	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
» » 18 » 30.	1,5	2	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
» » 30 » 50.	2	3	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
» » 50 » 80.	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
» » 80 » 120.	3	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
» » 120 » 180.	4	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
» » 180 » 250.	5	7	10	14	20	30	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
» » 250 » 315.	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
» » 315 » 400.	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3500
» » 400 » 500.	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Prácticas de dibujo mecánico 3

CALIBRES O GALGAS

Cuando se fabrica una pieza que debe ir ajustada a otra u otras (que es lo más corriente), hemos visto que debe ceñirse a unas tolerancias precisadas en el plano de la pieza a fabricar. Estas piezas, una vez listas, deben pasar por una sección de la empresa llamada Verificación o Control, en donde se comprueban sus medidas para dar la pieza por *buena* si se ajusta a las tolerancias exigidas o por *mala* si no se ajusta a los límites de tolerancia.

Para esta operación de control o calibre se emplean unos útiles llamados *galgas* o *calibres*. Estos útiles, como es de suponer, deben fabricarse con un extraordinario cuidado en sus medidas, puesto que son, en definitiva, los que dan la pauta para decir si una pieza sirve o no sirve.



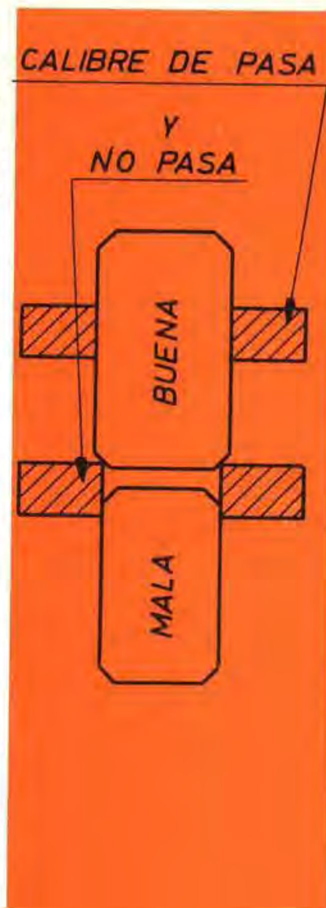
Hoy en día se utilizan casi exclusivamente los llamados calibres fijos, que *no dan* un valor absoluto de la medida a comprobar. Estos calibres, por ejemplo, no nos dirán si el diámetro de un eje es de 39'003 mm, sino que están calculados únicamente para decirnos si tal eje se ajusta o no a la tolerancia permitida. Estas galgas fijas, pues, sirven sólo para comprobar si una pieza es buena o mala, que es lo que en realidad interesa en un proceso de verificación.

Si se trata de proyectar una galga para una serie de piezas cilíndricas cuyo diámetro no puede ser superior a los 23'834 mm, bastará un calibre consistente en un trozo de acero con un taladro exactamente igual a los 23'834 mm dados como límite de tolerancia. Todas las piezas que pasen por este taladro complirán con la condición de ser iguales o menores en diámetro al límite permitido. En este aspecto, pues, todas las piezas que pasen por el calibre, deberán considerarse buenas. Las que no pasen, serán piezas malas. Este tipo elemental de calibre es el llamado calibre *de pasa*, puesto que la pieza que pasa es buena y la que no, es mala.

Pero, como es natural, este calibre no es suficiente, puesto que, en general, toda pieza tiene un campo de tolerancia con un límite mínimo y un límite máximo. Necesitamos entonces un calibre para el límite máximo (un calibre *de pasa*) y otro para el límite mínimo (un calibre *de no pasa*). Y estos dos calibres se reúnen en un solo útil, llamado calibre *de pasa* y *no pasa*. En este calibre controlamos el máximo de tolerancia por un extremo y el mínimo por el otro.

Imaginemos el calibre de pasa que hemos descrito antes. Con él debemos comprobar una partida de ejes cuyo diámetro efectivo máximo debe ser de 23'834 mm. Si consultamos la tabla de tolerancias ISA que hemos dado, veremos que para diámetros comprendidos entre los 18 y 30 mm, como es el nuestro, y para una calidad de ajuste de 7 (supongamos que es ésta la calidad exigida en nuestros ejes), el campo de tolerancia es de 21 milésimas, o sea, 0'021 mm. Por lo tanto, si el límite máximo hemos dicho que era de 23'834 mm, el mínimo será de:

$$23'834 - 0'021 = 23'813 \text{ mm.}$$



Para convertir a nuestro calibre de pasa en uno de pasa y no pasa apto para comprobar la partida de ejes citada, deberemos añadir al primer taladro otro de 23'813 mm. Con este nuevo calibre podemos verificar perfectamente la partida de ejes encomendada. Operaremos de la siguiente forma:

Pasamos todas las piezas por el taladro mayor. Todas aquellas piezas que pasen por él, las daremos, en principio, por buenas. Las que no pasen, serán inmediatamente desechadas, puesto que, evidentemente no cumplirán con la condición de tener un diámetro máximo de 23'834 mm. Nos ha quedado un montón de piezas que sí pasaban por el taladro del límite máximo.

Intentaremos pasar por el taladro del límite mímino las piezas que hemos dado momentáneamente por buenas. Todas las que pasen, serán retiradas inmediatamente por malas, puesto que es señal evidente de que su diámetro es menor de 23'813 mm. Las que no pasen, serán dadas por buenas sin posibilidad de error, puesto que serán de diámetro mayor que 23'813 mm y no superior a los 23'834 mm, que son los límites de tolerancia.

DIBUJO DE UNA GALGA PARA COMPROBAR DIAMETROS DE TALADROS

Y después de la exposición de esta idea sobre lo que es un calibre y de la forma de valerse de él para verificar una partida de piezas, veamos si somos capaces de proyectar uno de esos útiles.

PLANO DE UNA GALGA PASA Y NO PASA PARA LA COMPROBACIÓN DE UN DIÁMETRO DE TALADRO DE 60 MM

Se trata, exactamente, de proyectar un calibre de pasa y no pasa para comprobar un taladro de diámetro nominal igual a 60'017 mm con una tolerancia de 26 milésimas. Eso es lo que nos proponemos hacer.

Si la tolerancia es de 0'026 mm, sin que nos digan más, es que tendremos un máximo de tolerancia de 0'013 mm por encima del diámetro nominal y también de 0'013 mm por debajo del mismo. Por lo tanto, las medidas límite serán:

$$\text{Límite máximo} = 60'017 + 0'013 = 60'030 \text{ mm.}$$
$$\text{Límite mínimo} = 60'017 - 0'013 = 60'004 \text{ mm.}$$

Según esto, nuestro calibre tendrá una cabeza con un diámetro exacto

Error de ejecución lados pasa y no pasa ± 0,025

Ch. 0,5 a 45°
Ch. 0,2 a 45°
Ch. 1,5 a 45°
Ø 27
Ø 26
R. 6.
Ø 60,004
Ø 45
Ø 43,5
Ø 27
M.12
Ø 30
Ø 27
Ch. 0,2 a 45°
Ch. 0,5 a 45°
Ch. 1 a 45°
8,5
16
12
3
6.3
28
63,5
25
116,5



GALGA DE PASA Y NO PASA

ESCALA 1:1

de 60'030 mm con la que comprobaremos si el taladro a verificar es superior a este diámetro máximo. Si lo es, el taladro será malo.

La otra cabeza deberá tener un diámetro de 60'004 mm y con ella comprobaremos si el diámetro está comprendido entre las dos medidas extremas. Si la cabeza mayor no pasa por el taladro, pero sí pasa la menor, el taladro estará entre los límites de tolerancia. Si la cabeza mayor pasa con holgura, el taladro será mayor que el límite máximo y, por tanto, inservible.

Vea usted el plano de nuestro artefacto en la página 120. El proceso para su desarrollo lo tiene en tres fases previas en estas mismas páginas. Naturalmente, se supone que todas estas fases previas han sido realizadas a lápiz.

Pues bien: dibujando a lápiz empezamos por situar el eje principal de la herramienta y las anchuras principales. Es lo que tenemos en la primera figura de esta Serie (fig. 109).

Longitud total del calibre = 116'5 mm
Anchura de la cabeza de máxima = 25 mm
Anchura de la cabeza de mínima = 28 mm
Anchura del cuerpo central = 116'5 — (25 + 28) = 63'5 mm

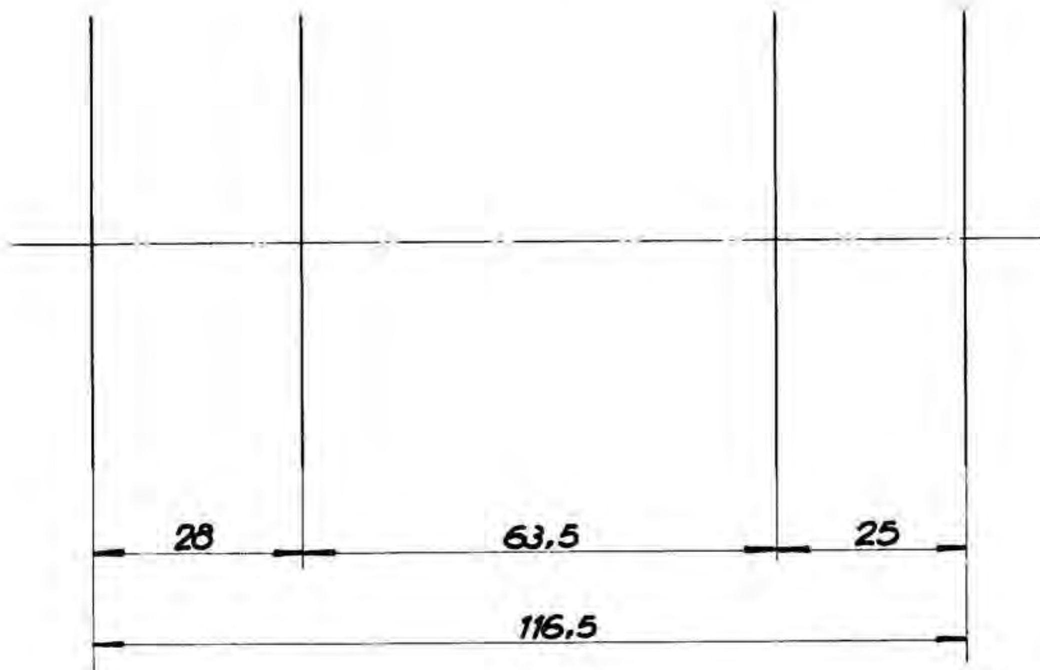


Fig. 109

A continuación pasamos a la nueva figura: Aparecen limitados los diámetros de las cabezas y del cuerpo central. En el dibujo, el diámetro de ambas cabezas deberá ser igual, puesto que es una quimera pretender, con un lápiz, diferenciar diámetros que responden a tolerancias de milésimas de milímetro.

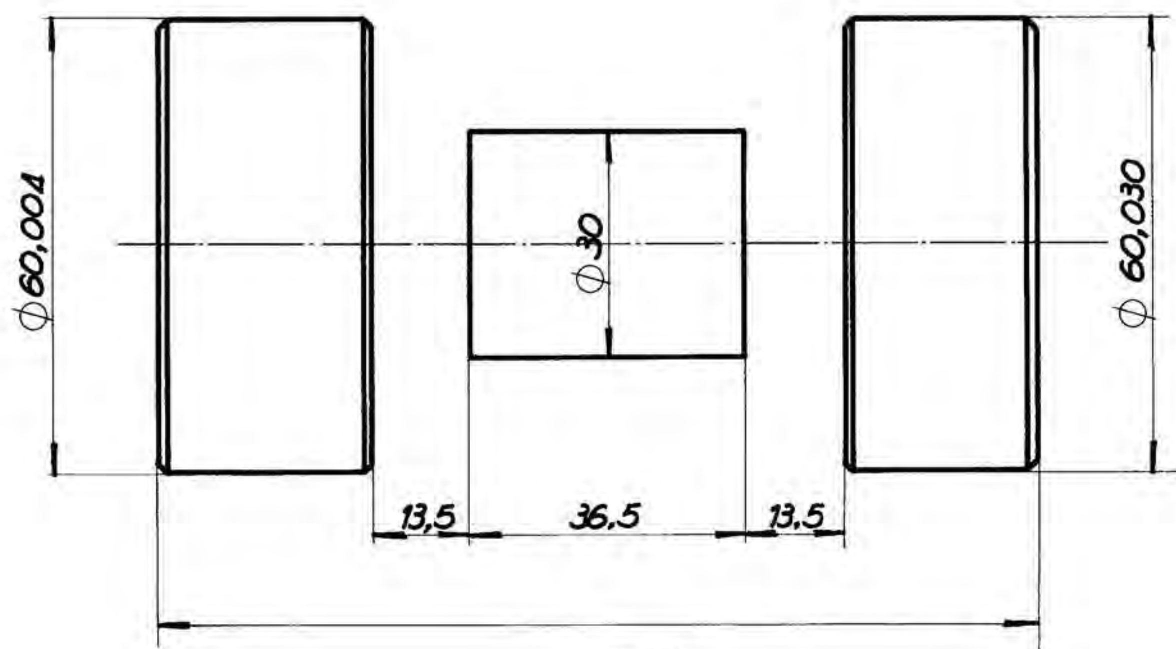


Fig. 110

En esta misma figura se ha indicado, para el cuerpo central, una anchura de 36'5 mm, que hemos deducido fácilmente del plano terminado. Vea el plano definitivo y comprobará cómo restando de los 63'5 mm que habíamos dejado para la parte central aquellas cotas que corresponden a las zonas laterales de este cuerpo central, salen los 36'5 mm indicados en esta figura, que dejamos inmediatamente para encontrar un nuevo paso. (Figura 111.)

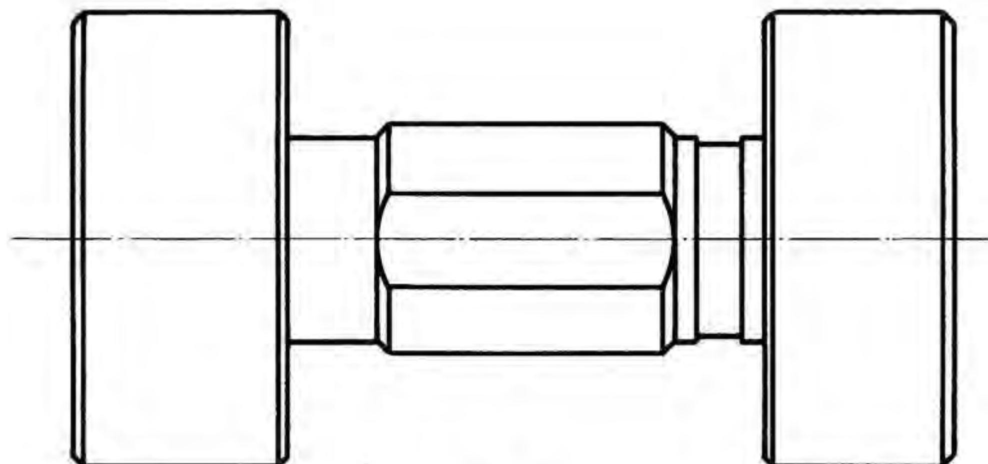


Fig. 111

Como ve, se ha completado el dibujo del cuerpo central.

Habremos terminado el dibujo propiamente dicho en cuanto hayamos trazado el corte que aparece en la parte izquierda del plano, cosa que no ofrece ninguna dificultad. Para completar el plano, deberemos añadir aquellos datos importantes para su comprensión en el taller: cotas, acabado de superficies y la tolerancia con que debe ser mecanizado este calibre que nos ocupa, sabiendo que la superficie de las cabezas se trabajará con una calidad ISO del n.º 3. Para esta calidad, la tabla de tolerancias nos da un margen de 5 milésimas para nuestros diámetros de 60'004 y 60'030 mm. Este límite de tolerancia de 0'005 mm representa 0'0025 mm por encima del diámetro nominal y 0'0025 mm por debajo del mismo. Por eso, en la parte superior del plano, añadimos una notación que dice:

Error de ejecución para lados de pasa y no pasa ± 0'025.

Este es uno de aquellos dibujos que le hacen quedar bien sin necesidad de demasiadas complicaciones. Esmérese en este ejercicio y, ya que se trata de una herramienta que debe fabricarse con mucha precisión, procure ser también muy preciso en el dibujo.

DIBUJO DE UNA GALGA DE PASA Y NO PASA PARA EJES

La práctica anterior ha consistido en dibujar una galga de pasa y no pasa para comprobar taladros. Veamos ahora cómo es y cómo dibujamos una galga que nos permita comprobar si un eje se ajusta a unos determinados límites de tolerancia.

Este tipo de galga acostumbra ser de factura muy simple. En la figura 112 está dibujada una, según aparece en su vista principal.

Como puede ver, se trata de una pieza metálica en forma de herradura, en cuya parte inferior lleva tres entrantes (uno a la izquierda y dos a la derecha) que señalan dos cotas distintas, cuya diferencia corresponde precisamente a la tolerancia permitida para el eje a comprobar.

Viendo esta galga, es muy fácil deducir cómo funciona.

La cota *a* corresponde al límite máximo de tolerancia, mientras que la cota *b* corresponde al límite mínimo. Es decir: el eje puede tener un diámetro máximo igual a la cota *a* y un diámetro mínimo mayor que *b*, pero menor que *a*.

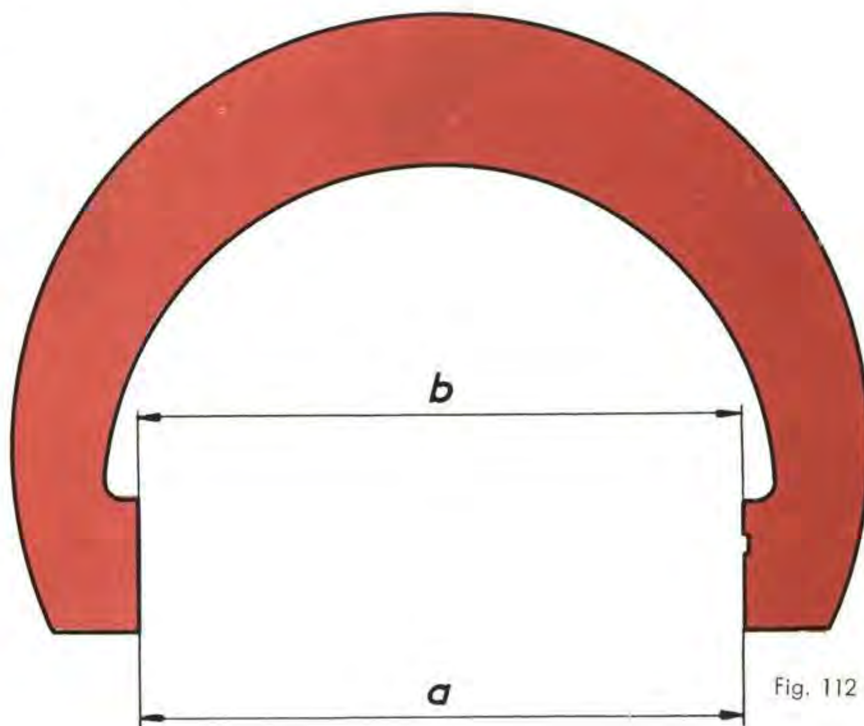


Fig. 112

Eje defectuoso

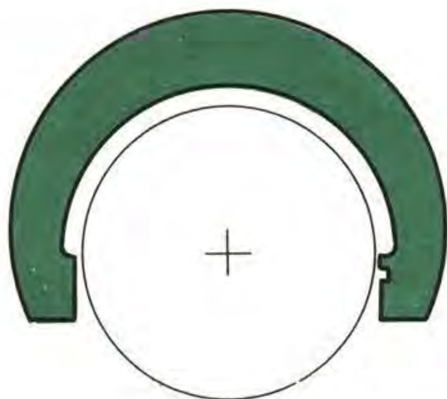


Fig. 113

Eje defectuoso

Para comprobar un eje fabricado según la tolerancia para la que ha sido estudiada esta galga, procederíamos de la manera siguiente:

Intentaríamos situar la galga alrededor del eje, en cuyo intento pueden darse tres casos distintos:

Puede ocurrir que el eje entre completamente en la concavidad de la galga pasando las dos cotas. En este caso, el eje es defectuoso, puesto que tiene un diámetro menor que el límite mínimo de tolerancia. (Fig. 113.)

El eje, para que sea bueno, debe tener un diámetro comprendido entre las cotas *a* y *b* citadas en el dibujo anterior.

Puede suceder que el eje quede atascado de buenas a primeras, no pasando ni por el primer espacio, o sea, la cota *a*. En este caso, es evidente que debemos desechar el eje, puesto que su diámetro es superior al límite máximo de la tolerancia permitida. (Fig. 114.)

Por último, puede suceder lo ideal: que el eje pase por la primera cota y quede atascado en la segunda. En este caso, el eje estará bien construido, puesto que su diámetro quedará comprendido entre el límite mínimo y el límite máximo de tolerancia. (Fig. 115.)

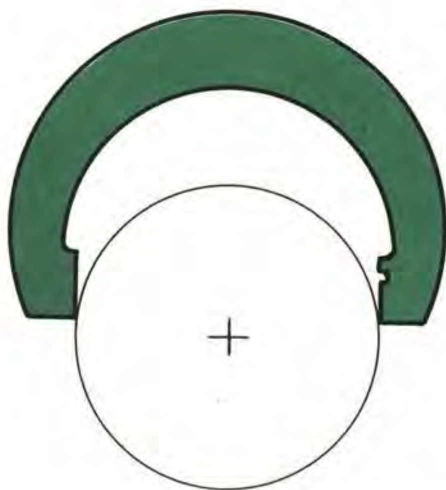


Fig. 114

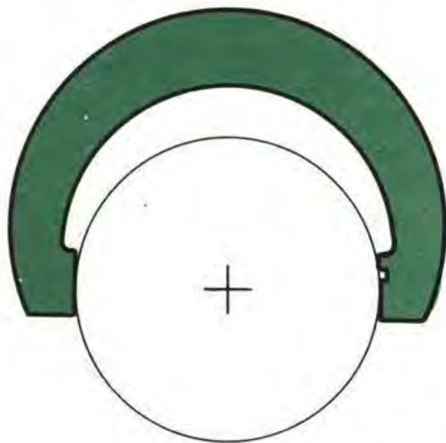
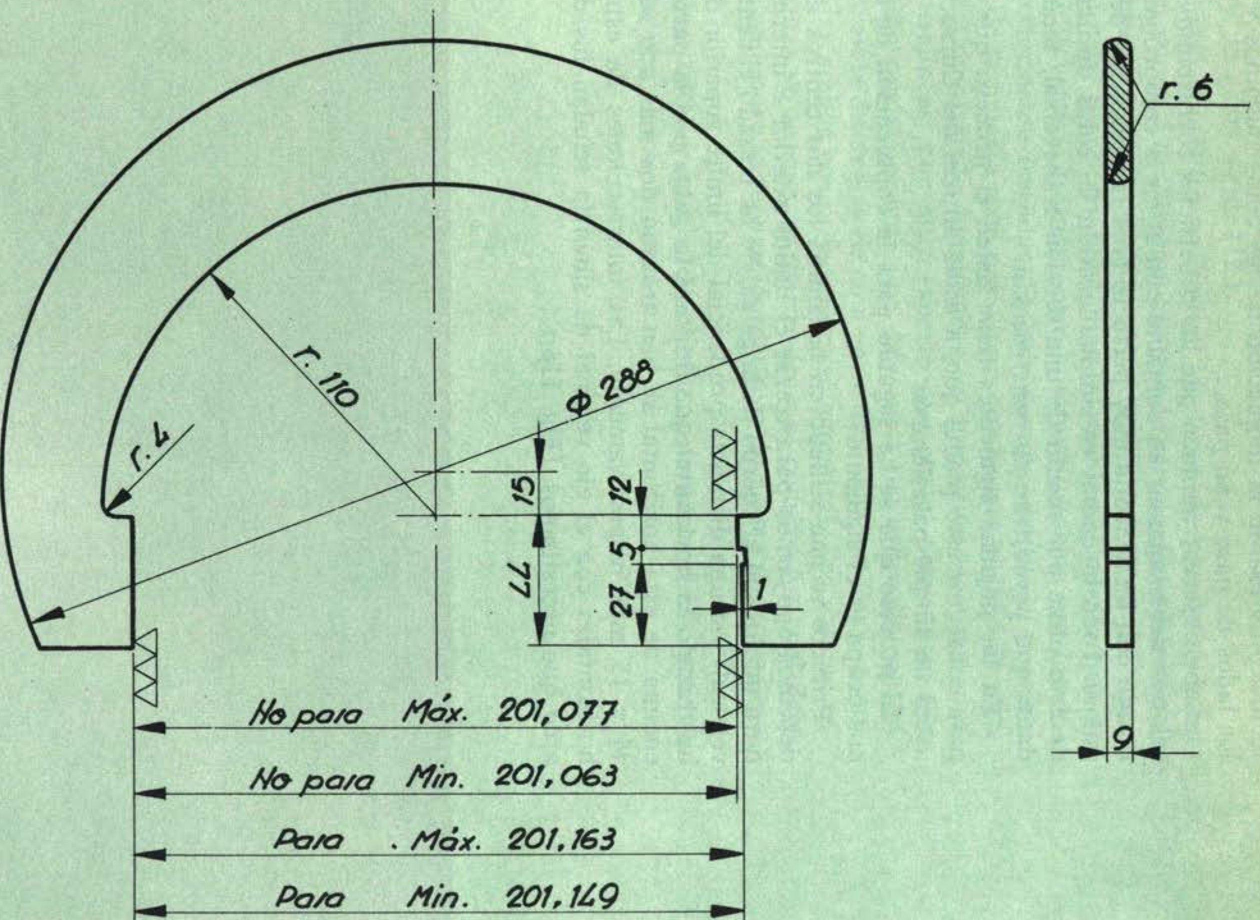


Fig. 115

Y ahora que ya sabemos cómo servirnos de este tipo de galgas, veamos la manera de dibujarlas.

Se trata de un dibujo muy simple, pero que debe realizarse con extremada pulcritud y la mayor justeza en las cotas. Esta condición es imprescindible en todo plano de galgas.



GALGA DE PASA Y NO PASA

ESCALA 1 : 2'5

En la página anterior tiene el plano terminado a escala 1:2'5, siendo lo más interesante la indicación de las cotas máximas y mínimas para los lados de pasa y no pasa.

Cabe observar también que las superficies correspondientes a las masas que deben quedar en contacto con el eje a comprobar se han mecanizado con un acabado muy perfecto (vea la indicación de los tres triángulos). Todo lo demás es simple cuestión de cotas. Indicando el grueso de esta pieza por medio de una sección transversal, tenemos todos los datos que permitirán su construcción.

En las páginas siguientes tiene usted el proceso que se ha seguido para conseguir este plano, que, a estas alturas del Curso, debe ser para usted un simple pasatiempo.

El proceso que se ha seguido para la consecución de este plano que nos ocupa es el siguiente:

Primero se han situado en la lámina los dos centros de arco en que debemos apoyarnos para trazar el límite exterior e interior de la herradura que forma el cuerpo de la galga. Se ha trazado el centro de simetría vertical, y a una distancia prudencial del límite superior de la lámina se ha trazado la horizontal que limitará la galga por la parte inferior. Por encima de esta horizontal se han trazado dos más con separaciones de 44 y 15 mm respectivamente. Las intersecciones de estas dos nuevas horizontales con el eje vertical de simetría señalan los dos centros de arco que necesitamos. (Fig. 116.)

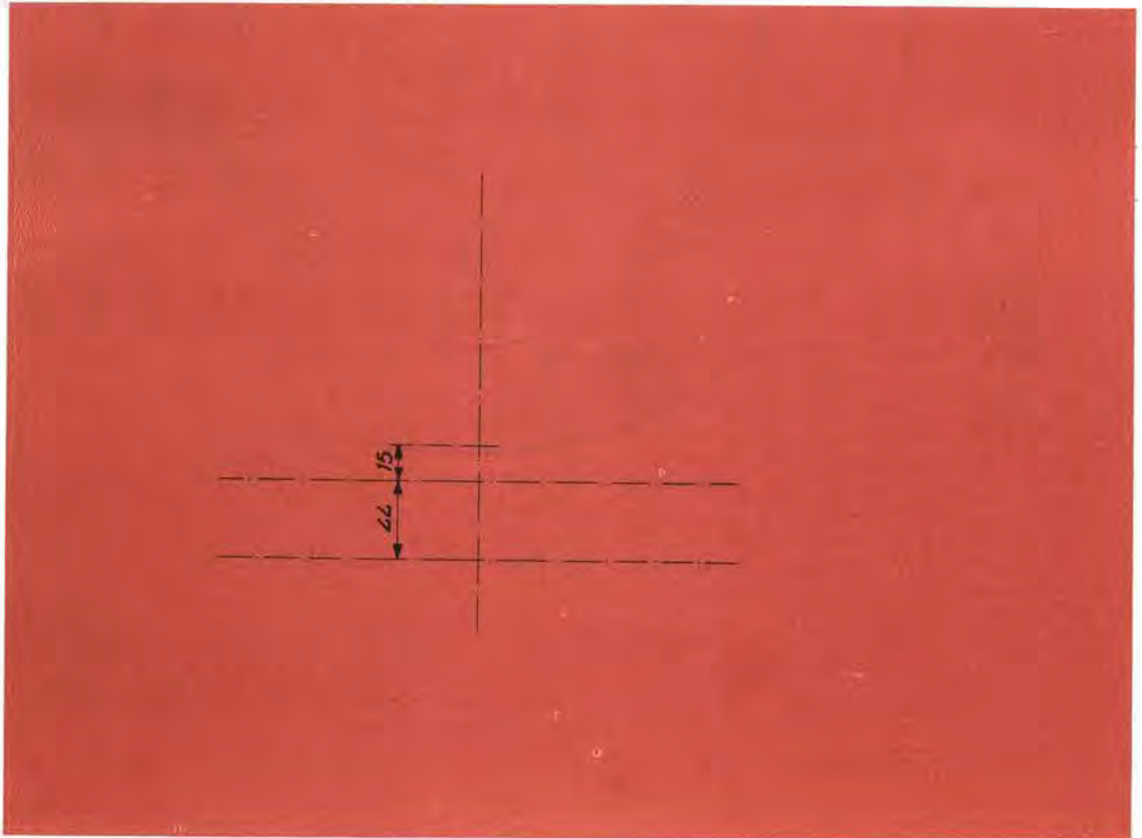


Fig. 116

Con radios de 110 y 114 mm trazamos los dos arcos; interior (con el centro más abajo) y exterior (con el centro más alto) que limitan el cuerpo central de la galga. (Fig. 117.)

El siguiente paso consistirá en limitar los lados de pasa y no pasa para un diámetro nominal de 201 mm. Centrando esta cota al eje vertical, tendremos situadas las verticales que señalarán la amplitud del paso. El lado izquierdo del plano no tiene ningún problema, puesto que se trata de una simple vertical trazada entre la altura señalada por las dos horizontales anteriormente trazadas. El lado derecho del plano presenta la irregularidad de la muesca de 5 por 1 mm que separa el lado de pasa y el de no pasa. Como puede comprender, es imposible alcanzar en el dibujo con un tiralíneas, por muy experto que sea el proyectista que dibuje, la precisión que representa una diferencia del orden de centésimas de milímetro en la diferencia de cota entre ambos lados. Por lo tanto, es correcto dibujar ambos pasos en una misma vertical. Los valores numéricos de las cotas ya se encargarán de decir al constructor cuál debe ser la diferencia real entre la separación del lado de pasa y el de no pasa. (Fig. 118.)

Añadiendo estas cotas y rotulando el plano, podemos decir que hemos acabado con el ejercicio propuesto.

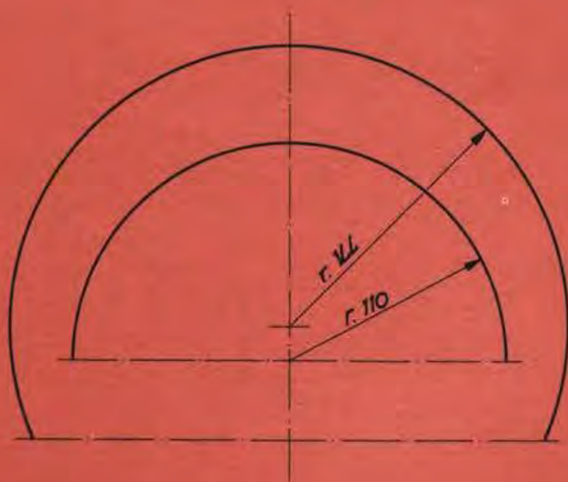


Fig. 117

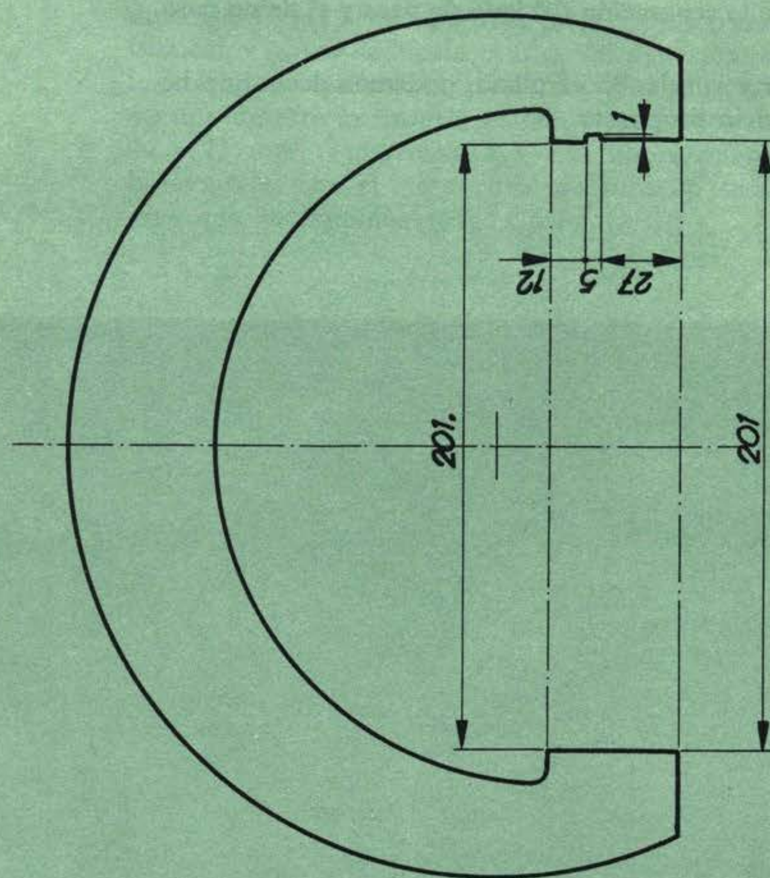


Fig. 118

AMPLIACION DE FISICA 2

Esfuerzos - Vigas, tipos y apoyos - Casos prácticos y más corrientes - Reacciones en los apoyos - Momento de una fuerza respecto a un punto - Todo momento origina un giro - Momento flector - Momento flector máximo - Momentos flectores de los 22 casos de vigas más corrientes - Momento resistente de una viga

Es necesario que ataquemos un tema de vital importancia para todo proyectista: el cálculo de vigas, de estos elementos estructurales que encontramos lo mismo en el proyecto de una máquina que en el de un edificio.

ESFUERZOS

Toda la lección anterior sirvió para darle el punto de apoyo sobre el cual levantar los conocimientos que vamos a adquirir. Allí todo era teoría. En adelante veremos cómo de esta teoría sacamos consecuencias prácticas de primerísima importancia.

Los sistemas de fuerzas estudiados en la lección anterior, se nos van a convertir en casos reales, tangibles, procedentes de la vida industrial que nos rodea. Los esfuerzos a que están sometidas las piezas, se nos convertirán sobre el papel, en sistemas de fuerzas similares a los que hemos visto y cuya resultante será el punto de partida para poder dimensionar las piezas que proyectemos.

Lo que es un esfuerzo ya lo sabemos: es toda fuerza que actúa sobre una pieza. Cuando la pieza sobre la que se ejerce el esfuerzo es una viga, nos encontramos con características de trabajo muy dispares y de enorme trascendencia.

Es evidente que si colocamos una viga en un lugar determinado, lo hacemos para que nos aguante un determinado esfuerzo que la hace flexar, de modo que si la sección de la viga no está correctamente calculada, la flexión puede ser excesiva provocando la rotura de la misma.

Una barra (una viga no es más que una barra de determinada forma) sometida a uno o varios esfuerzos, puede encasillarse dentro de uno de los casos que vamos a citar:

a) *A un esfuerzo concentrado* (fig. 119). — Sobre un punto determinado de la barra actúa una carga o fuerza vertical única de Q kilos. Tal es el caso de una barra apoyada por sus extremos de la que colgamos un peso. En la figura 1, la carga queda centrada a la viga, pero, también puede darse el caso de que la carga quede descentrada.

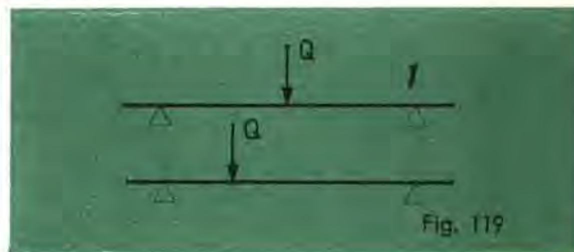


Fig. 119


Fig. 120

b) *Varias fuerzas concentradas* (fig. 120). — No es ya una sola carga la que actúa sobre la barra en cuestión, sino que son varias, iguales o no, las que actúan sobre ella. Tal es el caso de una viga apoyada por sus extremos y de la que penden distintos elementos.


Fig. 121

c) *A esfuerzo uniformemente repartido* (fig. 121). — Sobre todos los puntos de la barra actúa la misma carga. En tal caso, se comprende que todas las secciones de la barra estén sometidas al mismo esfuerzo, en cuyo caso la carga puede darse como la total que soporta la viga o bien en forma de carga unitaria. La carga total será Q, siendo q la carga unitaria.

Si una viga de 3 m de longitud aguanta un esfuerzo de 30 Kg repartidos uniformemente, sobre cada metro de viga actuará una carga que será una tercera parte de la carga total, o sea, una carga de 10 Kg. En resumen: sobre esta viga del ejemplo actuará una carga total Q de 30 Kg. o bien una carga unitaria $q = 10$ Kg/m.l.

La carga total la damos en Kg, mientras que la carga unitaria la damos en Kg por metro lineal. Eso es lo que quiere decir la notación Kg/m.l.

CÓMO PASAR DE UNA CARGA UNITARIA q A UNA CARGA TOTAL Q

Para ello bastará multiplicar la carga unitaria q por la longitud de la viga dada en metros.

CÓMO PASAR DE UNA CARGA TOTAL Q A UNA CARGA UNITARIA q

Será la operación inversa a la anterior: dividiremos la carga total por la longitud en metros de la viga.

Ejemplos:

Una viga de 7 m soporta una carga unitaria q de 300 Kg/m.l. ¿Qué carga total soporta dicha viga?

$$Q = 300 \times 7 = 2.100 \text{ Kg.}$$

Una viga de 5 m de longitud debe soportar una carga total de 2.500 kilogramos uniformemente repartida en toda su longitud. Decir cuál será la carga unitaria por metro.

$$q = \frac{2.500}{5} = 500 \text{ Kg/m.l.}$$



Fig. 122

Para representar esquemáticamente una viga con carga uniformemente repartida, se emplea el croquis de la figura 122.



Fig. 123

d) *A esfuerzo uniformemente repartido y a uno concentrado simultáneamente.* — Es el caso representado en la figura 123. La viga está sometida a un esfuerzo Q concentrado en un punto y a otro q, uniformemente repartido a lo largo de ella.

e) *A un esfuerzo uniformemente repartido y a varios concentrados.* — Viendo la figura 124, no creo que haga falta ninguna aclaración. Sólo indicar que los esfuerzos concentrados pueden ser iguales o distintos.



Fig. 124

VIGAS - TIPOS DE VIGAS - APOYOS

Entendemos por viga a toda barra más o menos rígida y con una sección determinada (que puede ser cuadrada, circular, rectangular, de perfil laminado, etc.) destinada a soportar esfuerzos, ya sean de flexión, tracción, compresión o cortadura.

Las vigas, como elementos estructurales, acostumbran a ser metálicas, de madera o de hormigón armado o sin armar.

Las vigas se acostumbran a clasificar según sea su sistema de apoyo, de los cuales, sólo vamos a tomar dos en consideración.

VIGAS DE APOYO. Son aquellas que no están sujetas, descansando simplemente sobre sus apoyos, de la misma manera que un coche descansa sobre sus ruedas. Es lo que representa el esquema de la figura 125.



Fig. 125

En este caso y a efectos de cálculo, la longitud útil de la viga a la que comúnmente se le llama *luz*, será la comprendida entre sus dos puntos de apoyo. La representaremos por l.

VIGAS EMPOTRADAS. Son aquellas que se hallan sólidamente sujetas por sus extremos (generalmente de pared a pared). En este caso, la luz l de la viga es la longitud visible de la misma, sin tener en cuenta lo que de ella quede empotrado (figura 126).



Fig. 126

Conociendo estos dos tipos de vigas, es posible calcular cualquier estructura, si bien existen otros tipos de apoyo que son mezcla de estos dos básicos. Así, podemos hablar de vigas semiempotradas o de vigas semiapoyadas. Prescindiremos de estos tipos por la razón expuesta.

Estos dos tipos de viga y las distintas posiciones de los esfuerzos que sobre ellas pueden actuar, permiten una serie de combinaciones, de las que damos algunas en forma de esquema:



Fig. 127 **Viga apoyada por sus extremos.**



Fig. 128 **Viga con dos apoyos no extremos.**



Fig. 129 **Viga apoyada en un extremo y en cantilever por el otro.**



Fig. 130 **Viga con dos extremos empotrados**



Fig. 131 — **Viga en cantilever.**



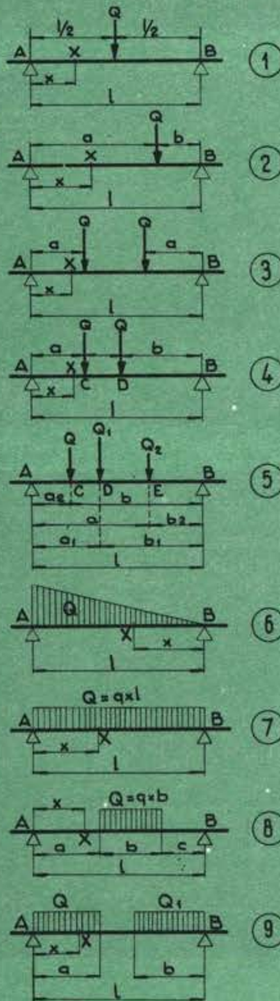
Fig. 132 — **Viga con un extremo empotrado y otro apoyado.**

Ahora añada a estos distintos sistemas de apoyo las diferentes situaciones de carga que hemos citado y tendrá muchas más variaciones.

En estos pies de imprenta aparece una nueva palabra: *cantilever*. Se llama viga *en cantilever* o *en voladizo*, aquella que tiene un extremo sin apoyo. Es el caso típico de las vigas de los balcones: quedan empotradas por un extremo, quedando el otro sin apoyo.

De la combinación de tipos de apoyo y de tipos de esfuerzos, es clásico considerar 22 casos distintos que son los que más comúnmente aparecen en la vida práctica del proyectista. Estos 22 casos se refieren a vigas cuyo número de apoyos no es superior a dos. Si hay un solo apoyo, se tratará de una viga empotrada con voladizo. Cuando hay dos apoyos, pueden darse los casos que exponemos en el CUADRO I. Si hay más de dos apoyos, entonces es que se trata de una viga larga, denominada *viga continua*, cuyas particularidades estudiaremos en la próxima lección.

CUADRO I. - Los 22 casos de vigas



(1) Viga apoyada por los extremos y carga concentrada en su punto medio

(2) Viga apoyada por los extremos y carga concentrada en un punto cualquiera

(3) Viga apoyada por los extremos y dos cargas concentradas iguales equidistantes del centro

(4) Viga apoyada por los extremos y dos cargas concentradas iguales en puntos cualesquiera

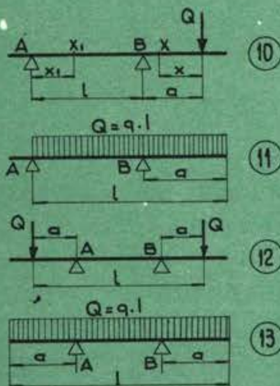
(5) Viga apoyada por los extremos y tres cargas concentradas cualesquiera

(6) Viga apoyada por los extremos con una carga en uno de los apoyos que va disminuyendo hasta llegar a cero en el otro apoyo

(7) Viga apoyada por los extremos con carga uniformemente repartida

(8) Viga apoyada por los extremos con carga uniformemente repartida sólo en un tramo de la misma

(9) Viga apoyada por los extremos con dos cargas uniformemente repartidas en dos tramos extremos

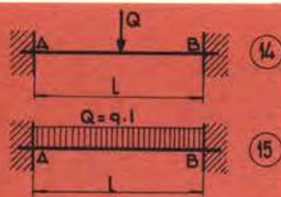


(10) Con un extremo en voladizo y una carga concentrada en la punta

(11) Con un extremo en voladizo y carga uniformemente repartida

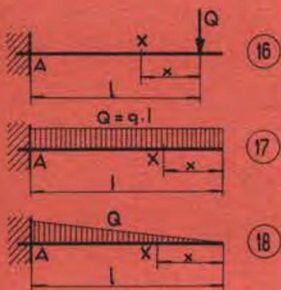
(12) Con dos extremos en voladizo y cargas concentradas en sus puntas

(13) Con dos extremos en voladizo y carga uniformemente repartida



14 Con carga concentrada en su punto medio

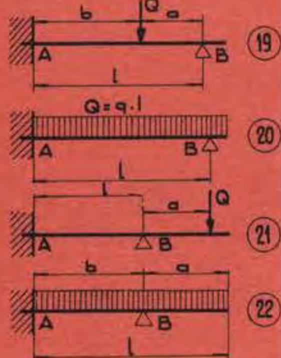
15 Con carga uniformemente repartida



16 Con carga concentrada en el extremo del voladizo

17 Con carga uniformemente repartida

18 Con carga en el extremo empotrado que va disminuyendo hasta cero en el extremo del voladizo



19 Con una carga concentrada cualquiera

20 Con carga uniformemente repartida

21 Con carga concentrada en el extremo del voladizo

22 Con carga uniformemente repartida

REACCIONES EN LOS APOYOS

Los apoyos de una viga, están sujetos a esfuerzos que les transmite la viga que soportan y, por lo mismo, deben calcularse para que puedan resistirlos. Generalmente una viga se apoya sobre dos pilares o bien empotrada en dos paredes. Véalo expresado gráficamente en la figura 133: se trata de una viga horizontal, apoyada sobre dos pilares verticales. Si sobre la viga horizontal situamos una carga centrada Q, es evidente que cada pilar acusará la existencia de esta carga.

Imagine que en vez de dos pilares son dos hombres los que sostienen la viga. Cada uno de ellos acusará el peso de la viga y, si a este peso le añadimos la carga concentrada en su punto medio, cada uno de los hombres que actúan de pilar, notará una carga igual a Q/2, Para aguantar este nuevo peso, ambos hombres han debido reaccionar oponiendo un esfuerzo, por lo menos igual a la carga que les corresponde resistir. Exactamente sucede con los pilares de apoyo o con las paredes en que queda empotrada la viga. Los apoyos de la viga reaccionan a la acción de la carga en una cuantía igual a la parte proporcional de carga que les corresponde resistir.

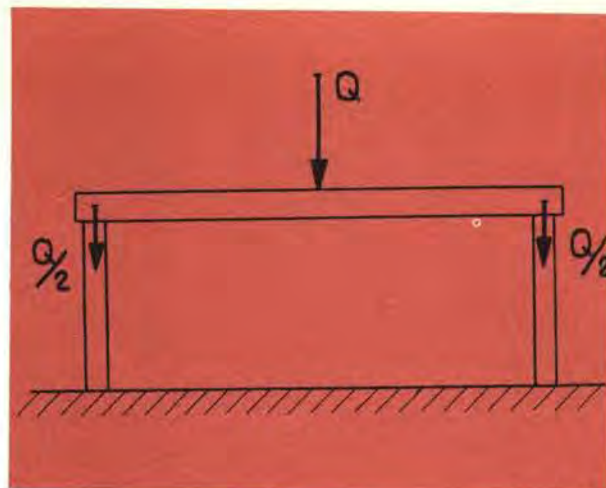


Fig. 133

Es de sentido común que, si la carga es centrada o bien uniformemente repartida, cada uno de los dos apoyos deberá resistir la mitad de la carga total, lo que es lo mismo que decir que, en estos dos casos, la reacción de los apoyos es igual a la mitad de la carga. Y el mismo sentido común nos dice que en el caso de una carga no uniforme o de una carga concentrada no central, aquel pilar que quede más cerca del punto de aplicación de la carga, deberá reaccionar con mayor intensidad que el pilar más alejado de la carga. Pero, siempre se cumplirá que *la suma de las reacciones de los dos apoyos, será igual a la carga total soportada por la viga.*

Y ahora que ya tenemos una idea de lo que debemos entender por reacción de un apoyo (*valor en Kg de la carga que le corresponde aguantar*), vamos a dar las fórmulas que nos permitan calcular estas reacciones en cada uno de los 22 casos expuestos en el cuadro I. Tenga en cuenta que los gráficos son los mismos y que, por ello, las letras representan las magnitudes acotadas en ellos. He aquí el cuadro II:

CUADRO II. - Reacciones en los apoyos

Tipo de viga	*Apoyo A*	*Apoyo B*
1	Q/2	Q/2
2	$\frac{b \times Q}{l}$	$\frac{a \times Q}{l}$
3	Q	Q
4	$\frac{Q \times (l - a + b)}{l}$	$\frac{Q \times (l + a - b)}{l}$
5	$\frac{Qb + Q_1 b_1 + Q_2 b_2}{l}$	$\frac{Qa_2 + Q_1 a_1 + Q_2 a}{l}$

6	$\frac{2Q}{3}$	$\frac{Q}{3}$
7	$\frac{Q}{2}$	$\frac{Q}{2}$
8	$\frac{Q\,(2c+b)}{2l}$	$\frac{Q\,(2a+b)}{2l}$
9	$\frac{Q\,(l-a)+Q_1\,b}{l}$	$\frac{Q_1\,(l-b)+Q\,a}{l}$
10	$\frac{Q\,.\,a}{l}$	$\frac{Q\,(l+a)}{l}$
11	$Q\,(\frac{l}{2}-a)\,:\,l-a$	$Q\,\frac{l}{2}:\,l-a$
12	$\frac{Q}{2}$	$\frac{Q}{2}$
13	$\frac{Q}{2}$	$\frac{Q}{2}$
14	$\frac{Q}{2}$	$\frac{Q}{2}$
15	$\frac{Q}{2}$	$\frac{Q}{2}$
16	Q	
17	Q	
18	Q	
19	$Q-\frac{Qb^2\,(a+2l)}{2l^3}$	$\frac{Qb^2\,(a+2l)}{2l^3}$
20	$\frac{5Q}{8}$	$\frac{3Q}{8}$
21	$\frac{3Qa}{2l}$	$\frac{Q\,(2l+3a)}{2l}$
22	$\frac{Q.}{2}\,(3-\frac{3l}{2b}-\frac{b}{4l})$	$\frac{Q}{2}\,(\frac{3l}{2b}+\frac{b}{4l}-1)$

MOMENTO DE UNA FUERZA RESPECTO A UN PUNTO

Si el concepto enunciado lo intentásemos desarrollar hasta sus últimas raices, nos echaríamos de cabeza en el pedregal de las matemáticas superiores. Y, como puede suponer, no es nuestro propósito estrujarle a usted los sesos por algo que requiere una preparación matemática que no es propia del proyectista.

Sin embargo, es necesario que conozca usted las derivaciones prácticas de este concepto de *momento* de una fuerza respecto a un punto. Sin este conocimiento, no hay posibilidad de calcular una viga. Son muchos los cálculos que se solucionan gracias a un *momento de fuerza,* cálculos que son el pan de cada día del proyectista. ¡Y no vaya a creer que se trata de razonamientos de gran profundidad filosófica! Hemos dicho que estos razonamientos no entran en nuestro campo de acción; los dejamos para aquellos que se dedican a las ciencias puras. A nosotros, de la ciencia, nos interesan sus consecuencias, su aplicación práctica en el campo de la técnica y, en caso concreto del concepto que vamos a estudiar, nos interesará saber qué se entiende por momento de fuerza referido a un punto y, sobre todo, descubrir que este conocimiento nos sirve para algo práctico. Los que han llegado a descubrir este concepto y sus aplicaciones, merecen nuestro más cálido agradecimiento.

¿Qué entendemos por MOMENTO DE UNA FUERZA?

MOMENTO DE UNA FUERZA, RESPECTO A UN PUNTO EXTERIOR A ELLA, ES EL PRODUCTO DEL VALOR DE ESTA FUERZA, POR LA DISTANCIA QUE HAY DESDE EL PUNTO CONSIDERADO A ELLA.

Sea; por ejemplo, la fuerza F_1 de la figura 134. El momento de esta fuerza respecto al punto P_1 vendrá expresado por este producto:

$$\mathbf{M_1 = F_1 \times d_1}$$

Si esta fuerza es, por ejemplo de 125 Kg y la distancia d_1 es de 10 cm su momento M_1, valdrá:

$$M_1 = 125 \times 10 = 1.250 \text{ cm Kg}$$

Diremos que el momento encontrado es de 1.250 *centímetros kilos*. Observe que el momento viene dado por el producto de una fuerza por una longitud y así, podremos dar momentos en metros kilos, cuando contemos la distancia del punto a la fuerza en metros, en decímetros kilos, cuando tomemos medidas en decímetros, en centímetros kilos, en milímetros kilos, etc.

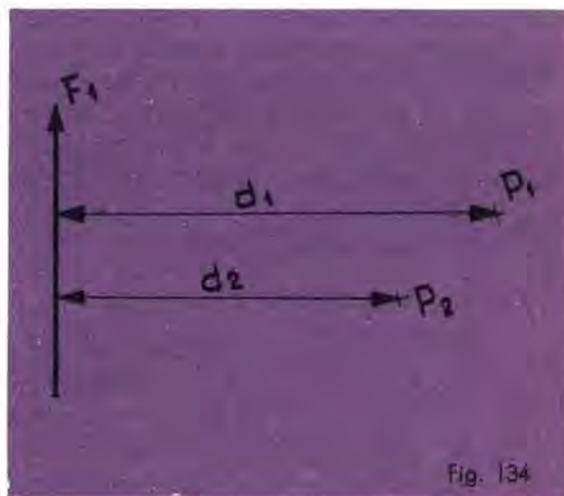


Fig. 134

El momento hallado antes, según eso, podemos expresarlo con distintas unidades de longitud. Será $M_1 = 1.250$ cm Kg $= 125$ dm Kg $=$ $= 12'5$ m Kg.

Si en vez de medir el momento de la fuerza F_1 respecto al punto P_1, queremos medirlo respecto al punto P_2, que dista 7 cm de la fuerza, tendremos un momento M_2 que valdrá:

$$M_2 = F_1 \times d_2 = 125 \times 7 = 875 \text{ cm Kg.}$$

TODO MOMENTO ORIGINA UN GIRO

Suponga el volante de un automóvil como el que representamos en la figura 135. El centro del eje del volante es, sin duda un punto fijo. Si sobre el punto A aplicamos una fuerza F tangente al volante, es evidente que se iniciará un movimiento de giro.

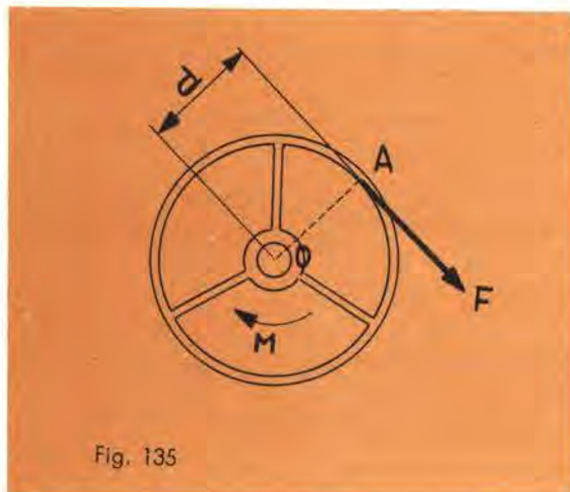


Fig. 135

Pero, observe que este giro podemos medirlo, puesto que entre el centro del volante y la fuerza F, hay una distancia que nos proporciona un momento: el momento de la fuerza F respecto al punto 0, centro del volante. Si se establece un giro, es porque existe un momento de fuerza, de tal forma que sin lo uno no existe lo otro. Si el momento es cero, será porque el producto F $\times$ d, será igual a cero, circunstancia que sólo se dará cuando no exista fuerza ($F = 0$) en cuyo caso es evidente que tampoco habrá giro, o cuando no exista la distancia entre la fuerza y el centro 0 del volante, en cuyo caso (si existe la fuerza) se encontrará aplicada en el mismo centro 0, con lo cual tampoco hay posibilidad de giro.

Podemos afirmar que *todo momento origina un giro.*

MOMENTO FLECTOR

Vea la figura 136. Una viga empotrada en voladizo en cuyo extremo libre soporta una carga Q. En estas condiciones, es evidente que la *intención* de la viga será iniciar un giro tomando por centro el punto A (extremo A diríamos mejor). Pero la viga es una barra rígida que, además, está empotrada, cosas ambas que dificultan su intención de girar. En este caso, el giro se convierte en una flexión.

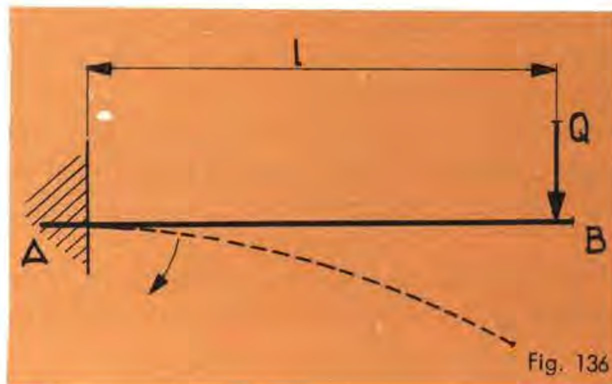


Fig. 136

Fíjese: aquí, hay un giro que se manifiesta en forma de flexión, y hemos dicho que no hay giro sin momento. Luego el giro de esta viga, que se manifiesta en forma de flexión, vendrá dado por el momento de la fuerza Q respecto al punto A.

$$M = Q \times l$$

Total: que una flexión también es consecuencia de un momento de fuerza.

Ahora bien, cuando hemos hablado de las reacciones que experimentan los apoyos, hemos dicho que en todo apoyo se origina una reacción de valor igual a la carga que soporta. En el caso concreto que nos ocupa, en el punto A se origina una reacción en sentido opuesto a la carga Q, y de su mismo valor. Eso ya no es nuevo. Pero, reflexione un poco: ¿por qué se origina un giro?... Se origina porque hay una fuerza Q que actúa sobre la viga, fuerza a la que corresponde una reacción de igual valor en A. Si esta fuerza Q aplicada en el extremo B de la viga, tiene su

momento respecto al punto A, ¿por qué no va a tener la reacción aplicada en el punto A, cuyo valor es asimismo Q, su momento respecto al punto B? Podemos decir que al momento que origina la fuerza Q se le opone un momento igual y de sentido contrario en el punto A de empotramiento.

A este momento opuesto al que origina la flexión, que es provocado por la reacción en el punto de empotramiento, se le llama MOMENTO FLECTOR.

Todo momento (lo hemos dicho ya más de una vez) es el producto de una fuerza por una distancia y de acuerdo con esta verdad, podemos definir el momento flector de una viga diciendo que ES EL PRODUCTO DE LA FUERZA QUE REPRESENTA LA REACCIÓN EN EL APOYO, POR LA DISTANCIA A UN PUNTO CUALQUIERA DE LA VIGA.

Volvamos al caso de una viga empotrada en voladizo; al mismo caso de la figura 136 que repetimos en la 137. La reacción en el punto A, será igual a la carga Q; vea, si tiene alguna duda, la tabla de reacciones en los apoyos que hemos dado hace poco.

Por lo tanto, el momento flector respecto al punto 1, será $M_1 = Q \times d_1$, puesto que el valor de la reacción es igual a la carga y la distancia que separa el punto A del punto 1, es d_1. El momento flector respecto al punto 2, será $M_2 = Q \times d_2$ y respecto al punto 3, será $M_3 = Q \times d_3$.

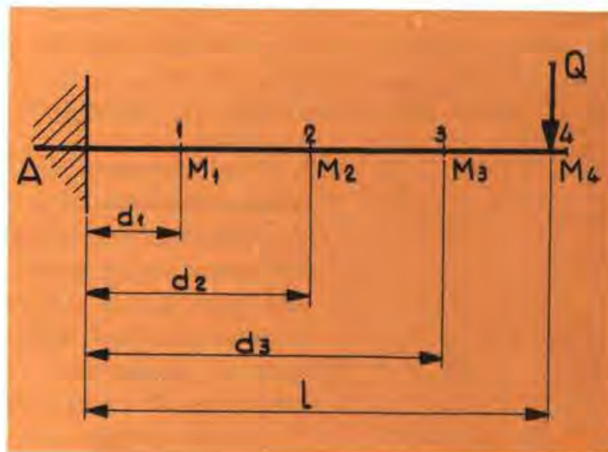


Fig. 137

Hemos tomado tres puntos de la viga, pero lo mismo podríamos calcular nuevos momentos flectores para cada uno de sus puntos. ¿Cuántos momentos flectores?... Teóricamente infinitos.

Lo dicho nos confirma la idea de que para cada punto de la viga tendremos un momento flector distinto, puesto que si bien el valor de la reacción es siempre la carga Q, no así la distancia considerada. En el gráfico 137, consideramos el punto 1; cuyo momento flector M_1, forzosamente deberá ser menor que el del punto 2 (momento M_2) puesto que d_1 es menor que d_2. Razonando así llegamos a la conclusión de que el momento flector mayor, será el que pertenece al punto 4. Decimos que en este punto existe el MOMENTO FLECTOR MÁXIMO.

En toda viga hay un punto para el cual el momento flector es máximo. Los efectos de una misma carga sobre una viga, son distintos según sea el valor del momento flector correspondiente a cada punto de aplicación. Es evidente que cuando la carga se encuentre en el punto para el que corresponde el momento flector máximo, los efectos de la carga serán mucho más acusados.

Puede darse el caso de que una viga empotrada resista perfectamente una carga Q situada en el punto 1 ($M_1 = Q \times d_1$); quizás resista también para la situación 2. Cuando la carga se aplique sobre el punto 3, es posible que la flexión de la viga empiece a apreciarse (ha aumentado el valor del momento flector) y seguirá aumentando la flexión a medida que la carga se desplace hacia el punto 4 (sigue aumentando el momento flector), siendo muy posible que al llegar la carga al punto 4 (momento flector máximo), la viga se rompa por el punto de máximo esfuerzo, que en este caso, es el punto A. Observe que hemos establecido una relación entre el momento flector y la posibilidad de rotura de una viga, viendo que la posibilidad mayor aparece en el momento en que la carga actúa sobre el punto del momento flector máximo.

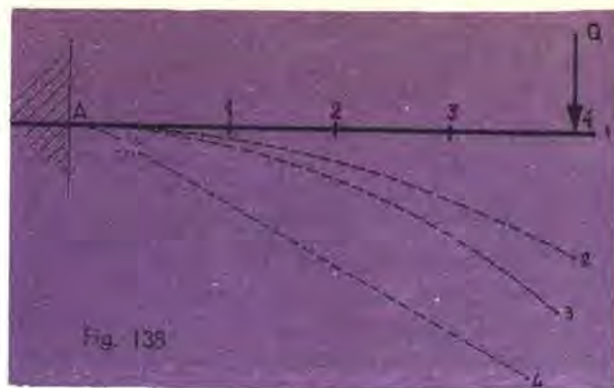


Fig. 138

Dicho de otra manera: A mayor momento flector, corresponde mayor posibilidad de rotura. Es lógico, pues, que los cálculos de vigas se efectúen a partir de sus momentos flectores máximos, puesto que si una viga es capaz de resistir los efectos de este momento, también lo será de resistir todos los demás.

Este razonamiento lo hemos hecho suponiendo una viga y una carga única, aumentando o disminuyendo el valor del momento flector a base de aumentar o disminuir la distancia. Sin embargo, esta viga de la que hablamos, no se podría utilizar para soportar la carga Q, puesto que para ella, suponemos un momento flector máximo M_x capaz de producir la rotura de la viga. Acabamos de decir que si una viga de determinada longitud no es capaz de resistir el momento flector máximo producido por la carga que deseamos que soporte, debe desecharse.

Piense un poco: si nuestra viga de longitud l, no resiste el momento flector máximo con una carga Q y, sin embargo, necesitamos una viga de la misma longitud l capaz de soportarlo ¿cuál será la solución?... Me gustaría que antes de seguir leyendo meditase un poco.

La solución está en escoger una viga de sección mayor.

Es innegable que a mayor sección, una viga de longitud l será capaz de resistir momentos flectores máximos superiores a los que resiste una viga de sección más pequeña. Y con este convencimiento hemos llegado al punto clave: Hemos relacionado el momento flector máximo con la sección de la viga.

Calcular una viga, en definitiva, no es más que eso: determinar el tipo de viga y, dentro de este tipo, la sección necesaria para resistir la acción del momento flector máximo que sobre ella producirá una carga determinada Q. Se trata de decir, por ejemplo, que la viga empotrada en voladizo capaz de resistir un momento flector máximo de 400 m Kg es una IPN-10.

Y eso, aunque le parezca complicado, usted será capaz de hacerlo en la próxima lección.

Si para calcular una viga destinada a soportar una carga determinada, bien sea concentrada o repartida, necesitamos ante todo conocer el valor del momento flector máximo, no perdamos el tiempo y vayamos a conocer las fórmulas que nos permitirán su cálculo.

En la tabla siguiente se indicará cómo hallar el momento flector máximo (que se indica M_{max}) en cada uno de los 22 casos típicos de vigas. En

aquellos casos más frecuentes, la tabla da también la fórmula para encontrar el momento flector en cualquier punto de la viga.

Como puede suponer, las figuras que corresponden a esta tabla son las mismas de la I y las letras que aparecen en las fórmulas, indican las magnitudes que allí representan.

Ahora debería repasar un poco la lección que hace referencia a las primeras nociones sobre resistencia de materiales. ¿Por qué?... Hemos visto cómo a cada momento flector máximo corresponde una determinada sección de la viga, pero esta sección dependerá a su vez del material de la viga. No es lo mismo una viga de madera que una viga de hierro y tampoco ésta tiene las mismas características de resistencia que una viga de cemento armado. Recuerde que esta resistencia específica nos venía dada por lo que llamábamos *coeficiente de trabajo.* ¡Este es el concepto que interesa repasar!

Para cada material tenemos un coeficiente de trabajo distinto y por lo tanto, la sección de una viga también dependerá de él. Depende de modo inmediato del momento flector máximo pero también del coeficiente de trabajo.

A la relación existente entre el momento flector máximo y el coeficiente de trabajo a flexión del material de la viga, es lo que se llama MOMENTO RESISTENTE.

Así, pues el momento resistente de una viga viene dado por la siguiente expresión:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_f}$$

En la que:

W = momento resistente.

M_{max} = Momento flector máximo en cms/kg.

σ_f = Coeficiente de trabajo a flexión en kgs/cm^2.

Como el coeficiente de trabajo a flexión es de 1.200 Kg./cm^2 para el caso del acero en que se construyen la mayoría de vigas metálicas bastará dividir el momento flector máximo dado en cms/Kg. por 1200 para tener el momento resistente de una viga metálica.

Y ES A PARTIR DEL VALOR DEL MOMENTO RESISTENTE (QUE NO ES UN MOMENTO DE FUERZA REAL, SINO UN DERIVADO DE ÉL) QUE ENCONTRAREMOS EL TIPO Y SECCIÓN DE LA VIGA A EMPLEAR EN CADA CASO. ¿CÓMO?... PUES POR MEDIO DE TABLAS.

En la próxima lección de Ampliación de Física trataremos sobre el particular, estudiando además los diagramas de momentos flectores y modo práctico de calcular una viga.

En el cuadro III, inserto en la página siguiente encontrará los momentos flectores de los 22 casos típicos (momento flector máximo y momentos flectores correspondientes a un punto determinado).

Conservamos los mismos números — del 1 al 22 — ya empleados en los diferentes tipos de vigas estudiados.

M_{MAX} = Momento flector máximo — M_X, M_A, M_B, M_C, M_D, { Momentos flectores en un punto determinado

(1)

$$M_{max} = \frac{Q \cdot l}{4} \qquad M_x = \frac{Q \cdot x}{2}$$

(2)

$$M_{max} = \frac{a \cdot b}{l} \cdot Q \qquad M_x = \frac{l}{Q\,b\,x}$$

(3)

$$M_{max} = Q \cdot a \qquad M_x = Q \cdot x$$

(4)

$$M_C = \frac{Q \cdot a\,(l - a + b)}{l}$$

$$M_D = \frac{Q \cdot b\,(l + a - b)}{l}$$

$$M_x = \frac{Q \cdot x\,(l - a + b)}{l} - Q\,(x - a)$$

(5)

$$M_C = a_2 \cdot \frac{Qb + Q_1 b_1 + Q_2 b_2}{l}$$

$$M_D = a_1 \cdot \frac{Qb + Q_1 b_1 + Q_2 b_2}{l} - Q\,(a_1 - a_2)$$

$$M_E = b_2 \cdot \frac{Qa_2 + Q_1 a_1 + Q_2 a}{l}$$

(6)

$$M_{max} = 0{,}128 \cdot Q \cdot l \qquad M_x = Q \cdot {}^{3} \left(1 - \frac{l^2}{X^2}\right)$$

(7)

$$M_{max} = \frac{Q \cdot l}{8} \qquad M_x = \frac{Q \cdot x}{2}\left(l - \frac{x}{l}\right)$$

(8)

$$M_{max} = \frac{Q\,(2c + b)\,(4al + b\,[2c + b)]}{8\;l^2}$$

Si $x < a$

$$M_x = \frac{Q\,(2c \cdot b)}{2\;l}$$

Si $x > (a + b)$

$$M_x = \frac{Q\,(2c + b)}{2\;l} \times \frac{Q\,(2x - 2a - b)}{2}$$

(9)

Si la reacción en A es menor que Q

$$M_{max} = \frac{A^2\,a}{2Q}$$

Si la reacción en B es menor que Q_1

$$M_{max} = \frac{B^2\,b}{2Q_1}$$

Si $x < a$:

$$M_x = Ax - \frac{Q\,x^2}{2a}$$

Si $x > a$:

$$M_x = Ax - \frac{Q\,(2x - a)}{2}$$

(10) $M_{max} = -Q \cdot a$ $\qquad Mx_1 = \dfrac{Q\,a\,x_1}{l}$ $\qquad Mx = -Qx$

(11) $M_{max} = \dfrac{A^2\,l}{2Q}$ $\qquad M_B = \dfrac{Q\,a^2}{2\,l}$

(12) $M_{max} = -Q \cdot a$

(13) $M_{centro} = \dfrac{Q}{2}\left(\dfrac{l}{4} - a\right)$

$M_A = M_B = \dfrac{Q \cdot a^2}{2\,l}$

M_x (en tramo AB) $= \dfrac{Q\,x}{2}\left(1 - \dfrac{a}{x} - \dfrac{x}{l}\right)$

M_x (en tramos voladizos) $= -\dfrac{Q\,x^2}{2\,l}$

(14) $M_{centro} = \dfrac{Q\,l}{8}$ $\qquad M_A = M_B = -\dfrac{Q\,l}{8}$

(15) $M_{centro} = \dfrac{Q\,l^2}{24}$ $\qquad M_A = M_B = -\dfrac{Q\,l}{12}$

(16) $M_{max} = -Q \cdot l$ $\qquad Mx = Q \cdot x$

(17) $M_{max} = \dfrac{Q\,l}{2}$ $\qquad M_x = \dfrac{Q\,x^2}{2\,l}$

(18) $M_{max} = \dfrac{Q \cdot l}{3}$ $\qquad M_x = \dfrac{Q\,x^3}{3\,l^2}$

(19) $M_{max} = \dfrac{Q\,a\,b^2}{2\,l^3} \cdot (a + 2l)$

$M_A = \dfrac{Q\,a\,b}{2\,l^2}(a + l)$

(20) $M_A = -\dfrac{Q\,l}{8}$

$M_x = \dfrac{Q\,x}{2}\left(\dfrac{3}{4} - \dfrac{x}{l}\right)$

M_1 (a 3/8 del punto B) $= \dfrac{Q\,l}{14{,}3}$

(21) $M_A = \dfrac{Q \cdot a}{2}$

$M_B = -Q \cdot a$

(22) $M_{max} = M_A$ ó M_B, según que a sea mayor o menor que $\sqrt{6} \cdot b$

$M_A = \dfrac{Q\,(b^2 - 2a^2)}{8\,l}$

también: $M_A = \dfrac{Q\,l^2}{2l} + \dfrac{Q\,b}{2}\left(\dfrac{3l}{2b} + \dfrac{b}{4l} - 1\right)$

$M_B = -\dfrac{Q\,a^2}{2\,l}$ $\qquad M_O = \dfrac{Q\,b^2}{8\,l}$

$M_x =$ (en tramo AB) $= \dfrac{Q\,x}{2}\left(1 - \dfrac{a}{x} - \dfrac{x}{l}\right)$

M_x (en tramos voladizos) $= -\dfrac{Q\,x^2}{2\,l}$








Imaginarium
Imaginarium
Imaginarium









DM 19

DG 19



Proyectar es fácil



AFHA

MECANICA

Lección 4

ELEMENTOS DE MAQUINAS

Resortes

Clasificación de resortes

Planos de resortes

Cálculo de resortes

Lección 4

TECNICA INDUSTRIAL

Ajustes y tolerancias

Lección 4

PRACTICAS DE DIBUJO

Proyecto de una válvula de seguridad

ELEMENTOS de MAQUINAS 4

RESORTES - SU FINALIDAD
CLASIFICACION DE LOS RESORTES
PLANO DE LOS DIVERSOS TIPOS DE RESORTES
DIBUJOS SIMBOLICOS PARA PLANOS PEQUEÑOS

RESORTES - SU FINALIDAD

Apenas vale la pena aclarar lo que es un recorte. Es posible que encontremos personas que no sepan a qué nos referimos con este nombre; pero si sustituimos la palabra resorte por la palabra *muelle*, seguro que desaparecerá la ignorancia. Todo el mundo sabe lo que es un muelle. La palabra muelle es la denominación adoptada por el lenguaje de taller; pero aquí seguiremos con la denominación anterior: los llamaremos resortes.

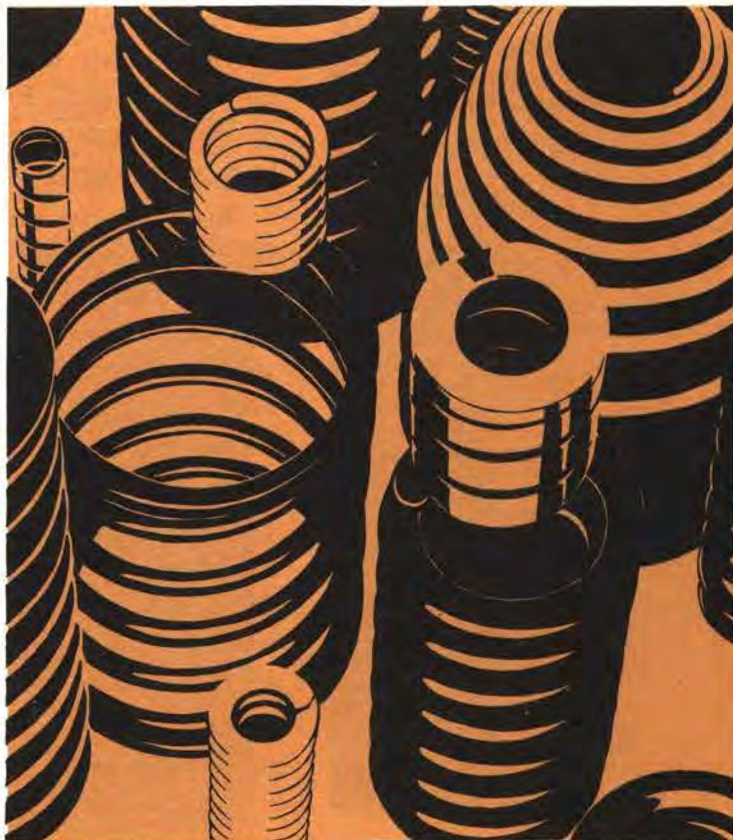
Un resorte es una pieza formada por un alambre o lámina metálica (generalmente acero) debidamente enrollada en forma cilíndrica, cónica o en espiral. Los resortes de ballesta quedan excluidos de esta definición, ya que su estructura no exige ningún enrollamiento.

Los resortes se utilizan para múltiples fines, que pueden englobarse en dos. Las dos funciones características de los resortes dentro de un conjunto de piezas son éstas:

a) Amortiguar golpes. Hallamos ejemplos característicos en las ballestas de los automóviles, en los parachoques de los ferrocarriles, en los topes de fin de carrera de las piezas móviles de máquinas, etc.

b) Restituir a la posición inicial aquellas piezas que se ven desplazadas por fuerzas que actúan sobre ellas. Encontramos casos característicos de esta aplicación en los relés eléctricos, aparatos de medida, mecanismos de relojería, mecanismos de vaivén de máquina, etc., etc.

c) Como reguladores de tensión en válvulas de seguridad y mecanismos de regulación.



Vea un pequeño muestrario de muelles helicoidales y cónicos.

Fig. 139

Como se ha apuntado, los resortes se construyen de acero; salvo en casos muy especiales, cuando se trata de muelles muy pequeños o de poca importancia, se fabrican con otros metales. El acero empleado para la fabricación de muelles tiene características especiales que lo distinguen por su gran elasticidad y resistencia; estos aceros no deben quebrarse ni con una carga continuada ni con una carga intermitente. Estos aceros se denominan *aceros especiales para resortes*, siendo generalmente aceros a base de silicio.

CLASIFICACION DE LOS RESORTES

Para clasificar los resortes partiremos de dos puntos de vista distintos:

1.º — Según la forma de trabajar del resorte.

2.º — Según la forma exterior del resorte.

La primera clasificación es muy simple. Sólo admite tres variantes: la de los resortes que trabajan a compresión, la de los resortes que trabajan a tracción y la de los que trabajan a flexión.

Veamos ahora la clasificación según la forma. De acuerdo con esta característica un resorte puede ser de cuatro tipos distintos. A saber:

1. RESORTE HELICOIDAL



Fig. 140

Muelle helicoidal a compresión.

Fig. 141

Muelle helicoidal a tracción.

Las figuras 140 y 141 muestran dos resortes helicoidales. Como puede apreciar son resortes de forma cilíndrica, puesto que están formados por un alambre que podemos suponer enrollado a un cilindro en el sentido de su eje. Este tipo de resorte se confunde muy equivocadamente con un muelle espiral. Estos resortes son helicoidales, lo repetimos; un muelle espiral, como veremos más adelante, es algo muy distinto. Cuidado, pues, en no caer en esta confusión.

Estos resortes pueden trabajar a compresión o bien a tracción. Observe la diferencia entre los dos resortes anteriormente representados. El primero de ellos tiene sus espiras separadas, de forma que si aplicamos una fuerza en el sentido de las flechas, el muelle se comprimirá disminuyendo su longitud. *Este resorte trabaja a compresión.* Cuando cese la fuerza aplicada, el muelle se extenderá de nuevo adoptando su longitud primitiva.

El segundo resorte, en cambio, tiene las espiras completamente juntas. No hay posibilidad de compresión, ya que su longitud es la mínima que puede tener. En cambio, aplicando una fuerza en el sentido de la flecha situada en el gráfico, este muelle puede extenderse; aumenta su longitud, que volverá a ser la normal en cuanto cese la acción de la fuerza. *Este resorte trabaja a tracción.*

Los resortes helicoidales se fabrican de alambre cilíndrico de acero templado especial. Son los de uso más generalizado.

2. RESORTE CÓNICO

Vea la figura 142. Se aprecia claramente que un resorte cónico está formado por un fleje metálico (acero especial templado) enrollado en forma de cono. Se utilizan casi exclusivamente como amortiguadores. Los topes de las unidades de ferrocarril llevan este tipo de resortes amortiguadores, lo mismo que los topes de finales de vía. Se les hace trabajar a compresión.



Fig. 142 **Muelle cónico.**

3. RESORTE ESPIRAL

Los resortes en espiral propiamente dichos consisten en un fleje metálico (como siempre será de acero especial templado) enrollado en forma de espiral plana. Vea un ejemplo en la figura 143. Estos muelles, en realidad, trabajan a flexión, puesto que se les obliga a enrollarse sobre sí mismos tomando una curvatura más cerrada. La forma de trabajar de estos resortes es fácil de comprender: el extremo central del fleje se une a un eje que pasa por el centro de la espiral, perpendicularmente a su plano. Cuando este eje gira alrededor de sí mismo, va enrollando la espiral; la obliga a flexionarse y cuando la fuerza producida sobre el eje deja de actuar, el muelle se distiende para adoptar la amplitud que le es propia. En esta nueva flexión en sentido contrario a la que antes se ha visto obligada imprime al eje un nuevo movimiento de rotación.

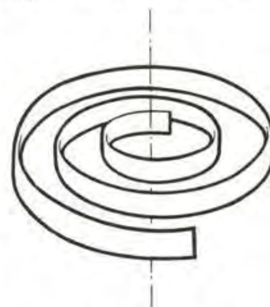
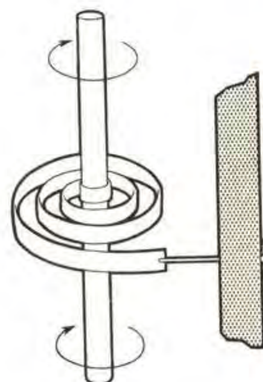


Fig. 143 **Resorte espiral.**

Estos resortes son los característicos de todos los motores que accionan los llamados *juguetes de cuerda*. Me parece que no hay ningún chico que desconozca esta clase de resortes, puesto que los ha visto en sus cochecitos de juguete, en sus trenes y en multitud de pasatiempos mecánicos. También la maquinaria de un reloj está accionada por un resorte de este tipo.



4. RESORTES DE BALLESTA

Las ballestas, en realidad, no pueden considerarse como resortes propiamente dichos; pero es costumbre incluir su estudio al hablar de resortes, por la sencilla razón de que su finalidad dentro de la mecánica es afín.



Fig. 144

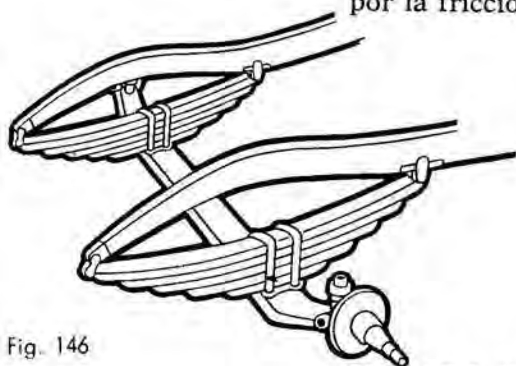
Ilustrando las consideraciones hechas sobre resortes espirales, vea la fotografía de un motor a resorte de los que se emplean en juguetería.



Fig. 145 **Resorte de ballesta.**

Las ballestas están formadas por una serie de láminas de fleje que se superponen siguiendo el orden que señala su longitud. Una vez unidas forman una especie de *barca* que actúa a modo de una viga apoyada por sus extremos y con carga concentrada en su centro.

Este tipo de amortiguador actúa a flexión; es sumamente utilizado en la industria del automóvil y, en general, en todos aquellos mecanismos que se destinan a amortiguar las vibraciones producidas en un vehículo por la fricción de las ruedas sobre el plano de rotación.



La figura muestra parte del chasis de un automóvil conteniendo las ballestas de su sistema de suspensión.

Fig. 146

PLANOS DE LOS DIVERSOS TIPOS DE RESORTES

El resorte es un elemento de máquina entretenido de dibujar. Si debiéramos dibujarlo por entero, sería un trabajo muy costoso e innecesario. Por ello, al igual que se hacía al dibujar las roscas de los tornillos, se ha llegado a unos convencionalismos que nos ahorran un gasto de paciencia que quizá será más provechoso para solucionar otras cuestiones del proyecto en que intervengan resortes. Son formas simbólicas que simplifican grandemente el dibujo y que, además, le confieren una gran claridad interpretativa.

Veamos cómo debemos dibujar los tipos de resortes que hemos mencionado.

CÓMO SE DIBUJA UN RESORTE HELICOIDAL

Tomaremos, por ejemplo, un resorte helicoidal que trabaje por compresión.

Cuando se trate de dibujar el resorte solo, independientemente del conjunto del que puede formar parte (caso que se dará en el plano de despiece correspondiente), no se dibuja la totalidad de las espiras, sino que, suprimiendo las intermedias, sólo se representan las primeras y las últimas. Vea al respecto la figura 147.

Se indica siempre el eje central del resorte y las espiras se representan seccionadas según un plano diametral. Así, pues, los circulitos rayados que aparecen en el dibujo son las secciones de las espiras. Naturalmente, en este caso debemos situar también las líneas de ejes pertenecientes a estas secciones circulares indicando asimismo el centro de compás con que han sido trazadas.

En los dibujos de este tipo de resortes deben FIGURAR, siempre, las siguientes cotas:

L. — Es la longitud total del resorte.

l. — Es *el paso* de las espiras; la distancia existente entre los dos cen-

tros de dos espiras consecutivas, perfectamente comparable a lo que es el paso de rosca en los tornillos.

d. — Es el diámetro del alambre que forma el resorte.

D_i — Es el diámetro interior del resorte. Es decir: el diámetro disponible para que por el interior del resorte pueda pasar un vástago, eje, etc.

D_e — Es el diámetro exterior. Representa el diámetro del hueco dentro del que puede introducirse el resorte.

En la figura 148 representamos un resorte dentro de un pequeño conjunto. Aquí se han representado todas las espiras, pero sólo mediante las secciones que en ellas produce el plano diametral. Vea que se trata de un resorte helicoidal en el que se ha introducido un eje.

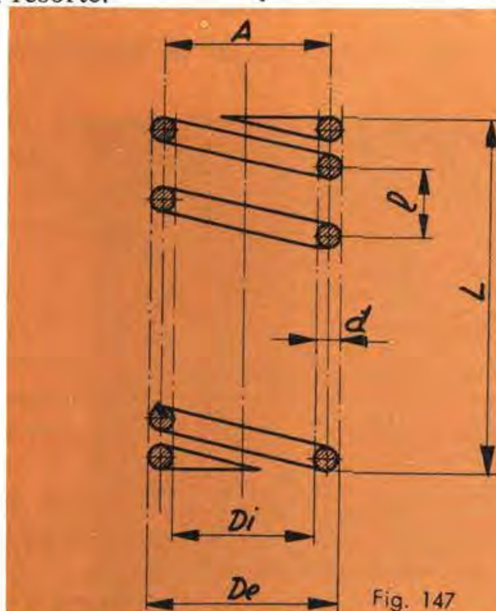
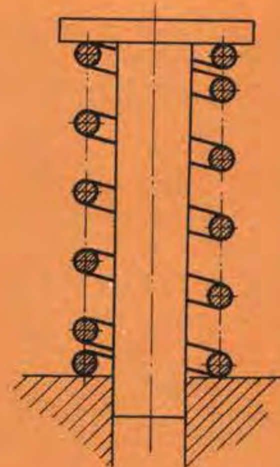


Fig. 147


Fig. 148

En el caso de un resorte helicoidal a tracción, la solución sería exactamente la misma pero con la variante que supone el hecho de que las espiras estén en contacto. En el dibujo desaparecería la cota *l* (el paso), puesto que al estar las espiras en contacto, este paso será igual al diámetro *d* de las mismas. Los círculos rayados serán tangentes, ¿comprende?

CÓMO SE DIBUJA UN RESORTE CÓNICO

Queda demostrado en la figura 149 que vamos a comentar un poco:

Esta figura representa un resorte cónico dibujado independiente del conjunto del que puede formar parte. Se trata de un plano de despiece. La representación se ha hecho, igual que en el caso del resorte helicoidal, mediante una sección diametral de la pieza. Aquí, lo que antes eran círculos se han convertido en pequeños rectángulos, puesto que el resorte está formado por un fleje metálico.

Las cotas necesarias son las siguientes:

L. — Longitud total del resorte.

l. — El paso. Observe que sólo abarca los límites visibles de las espiras de fleje.

D_i. — Es el diámetro interior menor del resorte.

— D_e. — Qué es el diámetro exterior mayor.

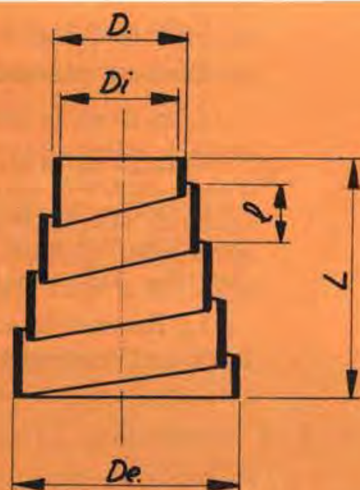
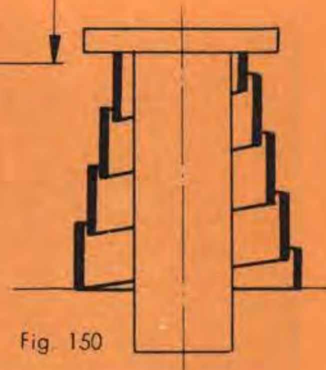


Fig. 149


Fig. 150

D. — Es el diámetro exterior menor del resorte, que nos dará el espesor del fleje de que está formado. Observe que esta cota D es igual al diámetro interior D_i, más dos veces el espesor del fleje. Por lo tanto, da lo mismo considerar como dato la cota D que considerar como dato de cota el espesor del fleje. Si se da directamente el espesor del fleje, claro, no hará ninguna falta la cota D.

La figura 150 representa un resorte cónico en el que se ha introducido un eje.

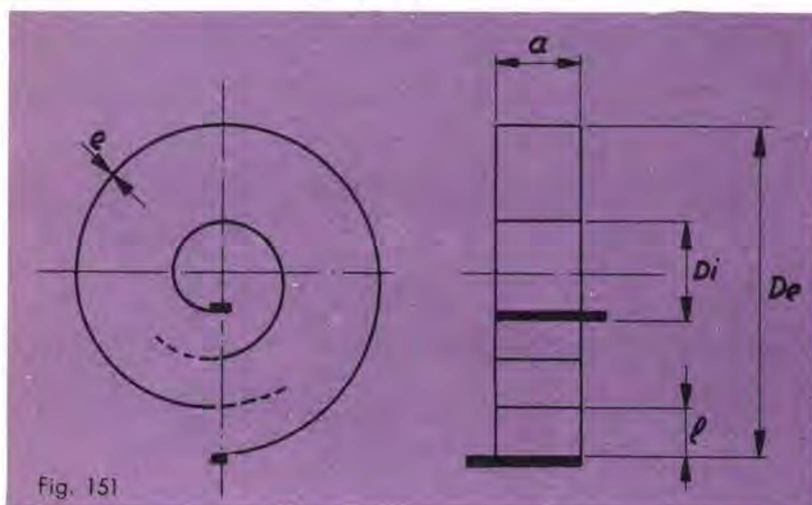


Fig. 151

CÓMO SE DIBUJA UN RESORTE ESPIRAL

Los resortes espirales deben representarse por medio de dos vistas. Una de ellas, la frontal, nos servirá para demostrar la amplitud de las espiras y el espesor del floje que se ha hecho el resorte. La otra vista (lateral) nos demostrará la anchura del fleje.

Hay varios puntos que debemos aclarar. Para ello, observe detenidamente la figura 151, en la que se ha representado el plano de un resorte espiral.

Empecemos por citar las cotas necesarias para tal representación. Son:

Cota *e* en la vista frontal. — Es el espesor del fleje.

Cota *a* en la vista lateral. — Es la anchura del fleje.

Cota D_i en la vista lateral. — Es el diámetro interior del resorte.

Cota D_e en la vista lateral. — Es el diámetro exterior del resorte.

Cota *l* en la vista lateral. — Es el paso de la espiral, representando la distancia que separa el fleje continuo en cada escalón de la espiral que describe. Relacionando las dos vistas, este concepto queda muy claro.

Le llamará la atención el hecho de que la vista frontal no contenga la espiral completa. Ciertamente que es así como se dibujan estos resortes, ahorrándonos dibujarlos por entero.

A criterio del proyectista, cuando se comprende que el tramo inicial es suficiente para que en el taller comprendan la continuidad de la espiral, se suspende su trazado, prolongando lo dibujado por un tramo de líneas de trazo. Luego se reemprende el dibujo para representar la parte final de la espira, iniciándola también con un tramo de líneas de trazos. En el espacio existente entre la primera vuelta interior y la última exterior, aunque no aparezca nada en el dibujo, se sobrentiende que sigue la espiral.

CÓMO SE DIBUJA UN RESORTE DE BALLESTA

Los resortes de ballesta se fabrican, casi siempre, bajo pedido especial. Ello quiere decir que su plano deberá dibujarse de acuerdo con las directrices dadas por el cliente. Será él quien dará sus características de resistencia, número de flejes, dimensiones, etc.

Sin embargo, cuando deben representarse ballestas dentro de un conjunto, se acostumbran a dibujar de forma más o menos esquemática... siempre que no nos obliguen a lo contrario.

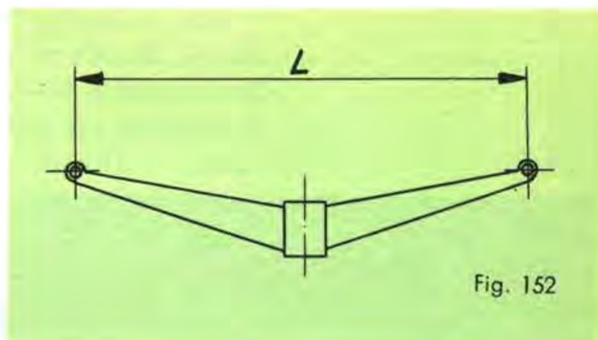


Fig. 152

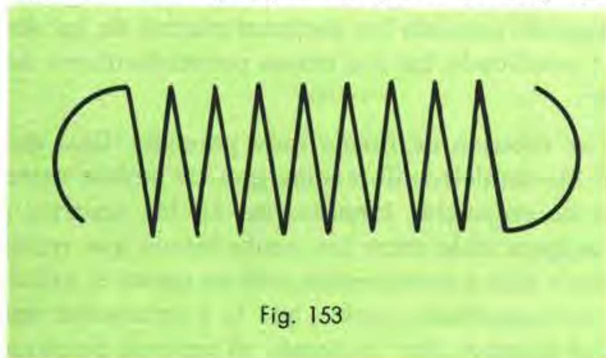
Una representación esquemática muy aceptable es la que damos en la figura 152. Vea cómo en este dibujo se ha indicado la cota L, que es la distancia existente entre los centros de los dos puntos de apoyo extremos de la ballesta en cuestión. Esta cota debe considerarse imprescindible.

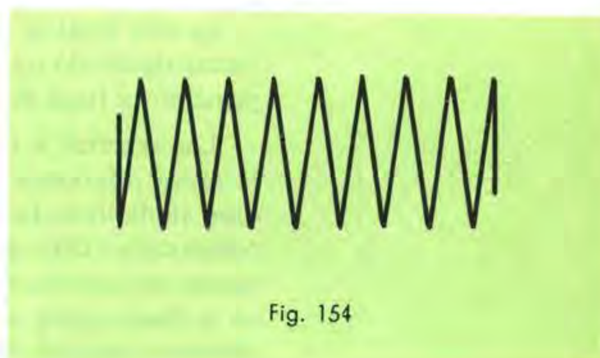
DIBUJOS SIMBOLICOS DE RESORTES HELICOIDALES PARA PLANOS A ESCALAS DE MUCHA REDUCCION

Cuando nos enfrentamos con planos de conjunto en que intervienen resortes helicoidales, nos encontramos muchas veces con la sorpresa desagradable de que estas piezas resultan muy pequeñas en comparación con el resto del plano. Si en estos casos debemos dibujar todas las secciones circulares de las espiras del muelle, debemos enfrentarnos con un trabajo muy engorroso y que muy difícilmente resultará con la limpieza que es de desear.

En tal caso, los resortes se dibujan mediante unos símbolos normalizados de ejecución muy simple. Estos símbolos son los que tiene dibujados en las figuras 153 y 154.

La figura 154 representa un muelle helicoidal de compresión, solucionado simplemente por una línea en zigzag cuyo paso es el mismo que el del resorte. Veamos cómo debemos proceder para dibujar este simbolismo con corrección y rapidez. Además, por poco que medite, comprenderá que este proceso es aplicable para dibujar el mismo resorte según la representación apta para un plano de despiece.


Fig. 153


Fig. 154

Empecemos por la figura 155, que es el primer paso para conseguir el dibujo. Se han trazado dos rectas paralelas r_1 y r_2, cuya separación se ha hecho igual a D_e — d. Recuerde que D_e es el diámetro exterior y que d es el diámetro del alambre. Es decir: entre las dos rectas hay una distancia igual a A. (Vea la figura 147.)

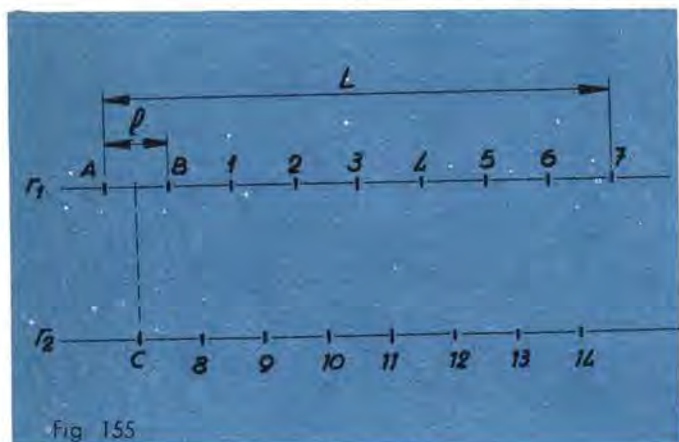


Fig. 155

FASE PREPARATORIA

FASE FINAL

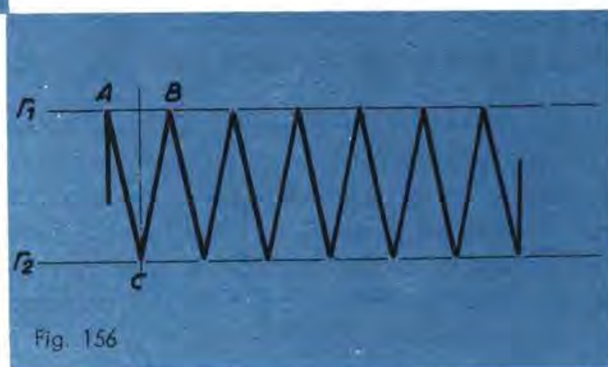


Fig. 156

Sobre la recta r_1 señalamos dos puntos A y B, separados por una distancia igual a la *l* del resorte. A partir de B y manteniendo la distancia *l* vamos señalando los puntos 1, 2, 3, 4, etc., hasta alcanzar la cota L que nos hayan dado para el resorte.

Tracemos ahora la mediatriz al segmento A B, que cortará a la recta r_2 en un punto C. Desde este punto y a una distancia *l* señalaremos los puntos 8, 9, 10, 11, etc., hasta alcanzar la mediatriz del último segmento señalado en la recta r_1.

La fase final se ha conseguido uniendo los distintos puntos de las dos rectas siguiendo un zigzag y añadiendo los dos trazos perpendiculares del principio y final del resorte.

Los resortes a tracción se dibujan de forma muy parecida. Casi que la única diferencia está en las semicircunferencias que en ambos extremos simbolizan las anillas de enganche, innecesarias en los resortes a compresión. Otra diferencia apreciable entre los simbolismos que representan un soporte a tracción y otro a compresión está en qu en el primero la línea zigzag se traza más apretada, puesto que la *l* representa una distancia igual al radio *d* del alambre. Por lo demás, el proceso de ejecu-

ción del dibujo es exactamente el mismo que en el caso anterior, pero añadiendo las dos semicircunferencias extremas. Observe que los centros 0_1 y 0_2 (vea la figura 157) se encuentran en el punto medio de las perpendiculares trazadas desde 1 y desde 11. Estas perpendiculares m y n determinarán los puntos A y B del dibujo.

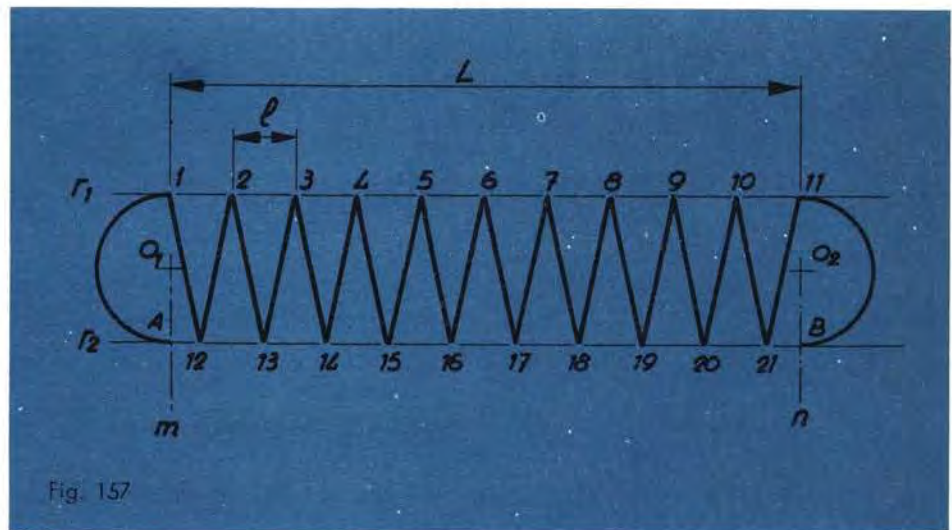


Fig. 157

AJUSTES Y TOLERANCIAS - Conclusión

Sabemos que las normas ISO consideran simultáneamente dos factores distintos para indicar el acabado de una pieza. Estos factores son:

La calidad del mecanizado.
La tolerancia del ajuste.

Recordará que, respecto al primer factor, las normas ISO consideran 16 calidades distintas indicadas por los números del 1 al 16, disminuyendo la precisión a medida que aumenta el valor numérico de las cifras que lo expresan.

En cuanto al factor tolerancia vimos cómo la categoría del ajuste se indicaba con letras, siendo la A la que indica el máximo juego y la Z la que indica el máximo apriete. Ahora debemos considerar el factor de la tolerancia del ajuste según se trate de un eje o de un taladro. En ambos casos la tolerancia se indicará por una letra, pero distinguiremos entre letras mayúsculas y letras minúsculas.

SIEMPRE QUE UNA TOLERANCIA VENGA INDICADA POR UNA LETRA MAYÚSCULA, SE REFERIRÁ A PARTES HUECAS O AGUJEROS.

Por contra: SI LA TOLERANCIA DEL AJUSTE VIENE INDICADA POR UNA LETRA MINÚSCULA, TAL TOLERANCIA SE REFERIRÁ A UN EJE.

Entre taladro y eje sabemos que hay una relación de tolerancia, de forma que al aumentar el diámetro del taladro, *manteniendo fijo el diámetro del eje*, llegaremos a un máximo juego dentro del campo de tolerancia exigido para la mecanización de las dos piezas acopladas. *Si mantenemos fijo el diámetro del taladro* aumentando el del eje, es innegable que llegaremos al máximo apriete que la tolerancia nos permita. Es decir: entre tolerancia para ejes y tolerancias para sus correspondientes taladros (el agujero por el que debe pasar el eje) podemos establecer una relación indicada por las mayúsculas que se refieren a la tolerancia de los taladros y las minúsculas que corresponden a la tolerancia de ajuste de los correspondientes ejes.

Vea la figura 158 en ella se indican simultáneamente los campos de tolerancias de taladros y ejes. Partiendo de la línea cero (valor del diámetro nominal), el diámetro máximo de agujeros, que será el que dé el

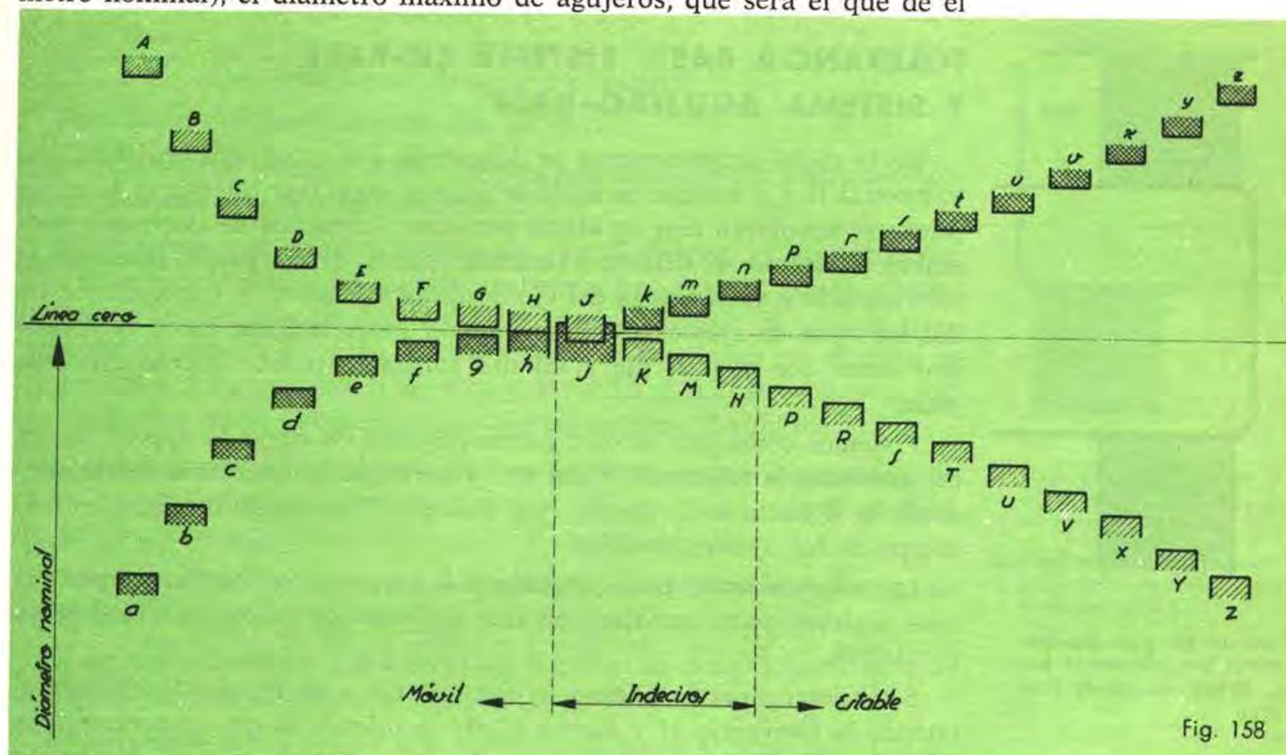


Fig. 158

máximo juego, viene indicado por la letra A. En el gráfico, la pequeña sección que simboliza el límite del taladro queda a la máxima separación de la línea cero. Es decir: entre la línea cero y la sección A hay un espacio que simboliza el límite máximo de la tolerancia que, para un eje de diámetro nominal *el que sea,* daría el máximo juego. A medida que el diámetro efectivo del taladro se hace más pequeño (disminuye el juego entre taladro y eje) se va indicando por las letras B, C, D... hasta llegar al diámetro cuyo valor es igual al diámetro nominal. Entonces el diámetro del taladro se indica por la letra H.

Suponiendo que tenemos un eje con el diámetro nominal exacto, si la tolerancia del taladro viene indicada por le letra H, es evidente que tendremos un ajuste perfecto. Supongamos ahora que seguimos disminuyendo el diámetro del taladro, en cuyo caso iremos empleando sucesivamente las letras J, K, L, M, N... hasta llegar a la Z, que indica el diámetro mínimo del agujero: tendremos el ajuste más prieto posible.

Si consideramos la otra escala (la de los ejes) observaremos que el diámetro efectivo más pequeño (y que por tanto es el que corresponde al mayor juego posible) viene indicado por la letra *a* y que a medida que aumenta el diámetro la indicación de la tolerancia corresponde a las letras *b, c, d...* hasta llegar al diámetro cuya medida es exactamente la que corresponde al diámetro nominal indicado en el plano. Entonces se trata de una tolerancia para ejes indicada por la letra *h.* Observe que la letra *h,* sea minúscula o mayúscula, representa una tolerancia nula, puesto que

exige, sea para eje o para taladros, que el diámetro resultante después de su mecanización sea exactamente el diámetro indicado en el plano.

Siguiendo con la escala perteneciente a los ejes (letras minúsculas), a partir de la *h* el diámetro aumenta cada vez más hasta llegar al diámetro indicado por la letra Z, en el que alcanzaremos el máximo apriete.



Para un eje y su taladro, ambos con tolerancia base, existe un ajuste perfecto.

TOLERANCIA BASE: SISTEMA EJE-BASE Y SISTEMA AGUJERO-BASE

De lo dicho anteriormente se desprende que si un agujero tiene una tolerancia H y el eje que se le ha de ajustar tiene una tolerancia *h* ambas piezas se acoplarán con un ajuste perfecto. Acabamos de decir que para ambas tendremos el diámetro nominal exacto. Si al agujero le damos la tolerancia H y variamos la del eje desde la *a* hàsta la *z*, conseguimos todos los tipos de ajuste, que irán desde el juego holgado hasta el apriete más duro, con el cual eje y taladro formarán prácticamente una sola pieza.

Podemos conseguir de otra forma los mismos tipos de ajuste: dejando constante la tolerancia *h* del eje, y variando la tolerancia del taladro desde la A hasta la Z, con lo cual habremos recorrido también todo el campo de los ajustes posibles.

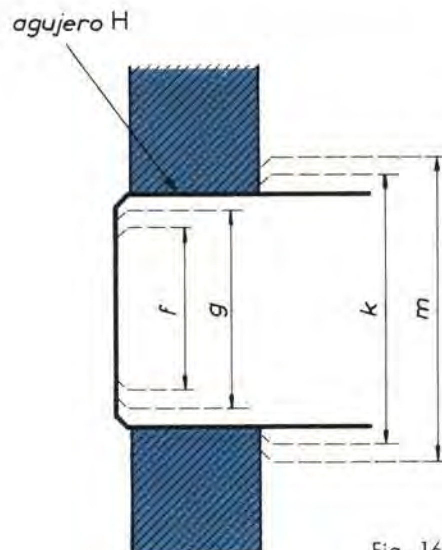
Las tolerancias H para agujeros y *h* para ejes se llaman *tolerancias base* y sirven para trabajar con dos sistemas de tolerancias fácilmente previsibles.

Si al determinar la tolerancia entre un eje y un taladro fijamos en el taladro la tolerancia H y damos al eje la tolerancia que le corresponda según el ajuste holgado o prieto que deseamos dar al conjunto, estaremos trabajando con un *sistema de agujero-base*, puesto que tomamos como base fija la tolerancia del taladro.

Si lo que mantenemos fijo es la tolerancia *h* del eje y determinamos la tolerancia del taladro para tener el juego o el ajuste deseado, diremos que estamos trabajando con un *sistema de eje-base*.



Para un sistema eje-base, el juego o ajuste entre eje y taladro, variará según la tolerancia dada al agujero.



Para un sistema agujero base, el juego o apriete del conjunto, dependerá de la tolerancia dada al eje.

CLASES DE ACOPLAMIENTOS

De la figura 158 se desprende que existen tres grupos principales de acoplamientos:

Acoplamientos móviles.
Acoplamientos indecisos.
Acoplamientos de apriete o estables.

Veamos en qué consiste cada uno de ellos:

ACOPLAMIENTOS MÓVILES. *Entre las dos piezas acopladas existe un juego efectivo más o menos pronunciado.*

Supongamos que estamos trabajando con el sistema agujero-base, en cuyo caso la tolerancia del taladro corresponderá a la H. ¿Cuál será la tolerancia del eje para la cual habrá el máximo juego? Si consultamos la figura, veremos que, para conseguir el máximo juego en el sistema agujero-base, debemos dar al eje una tolerancia de ajuste *a*. Repitamos que el mínimo juego lo obtendremos con un agujero H y un eje *h*.



Fig. 162

Para un agujero H y un eje g, tendremos un ajuste preciso.

El mismo ajuste podemos obtenerlo con un eje h y un agujero G.

Si trabajamos con un sistema eje-base (en cuyo caso el eje corresponderá a una tolerancia *h*) conseguiremos el máximo juego dando al taladro la tolerancia A.

Como puede comprender, las posibilidades de tolerancia son muy variadas. Por ejemplo:

El agujero H con eje *g* o bien el eje *h* con el agujero G, dará un acoplamiento preciso, en el que el agujero sirve de guía exacta al eje.

El agujero H con el eje *f*, *e* o *d*, o bien el eje *h* con el agujero F, E o B, es indicado para acoplamientos en los que la temperatura del trabajo del conjunto sea similar a la temperatura de fabricación de las piezas.

El agujero H con los ejes *c*, *b* o *a* (también eje *h* con agujeros C, B o A) es indicado en los casos en que, por ser muy rápida la velocidad del trabajo, se eleva la temperatura de las piezas. En este caso la dilatación ocasionada por el aumento de la temperatura no produce agarrotamientos por tratarse de acomplamientos de juego considerable.

ACOPLAMIENTO INDECISO. *Son acoplamientos de ajuste normal, bueno, no demasiado apretado y de blocaje no muy fuerte.*

Las tolerancias de ajuste más normales para acoplamientos indecisos, son:

Agujero H con eje *j*, *k*, *m* o *n* para el sistema de agujero-base; o bien un eje *h* con agujero J, K, M o N, para el caso de un sistema eje-base. Concretamente: el agujero H con el eje *j* (o bien eje *h* con agujero J) se empleará para aquellos acoplamientos que se deben efectuar apretando una pieza con otra con un sistema exclusivamente manual, haciendo presión con los dedos. Es decir: las piezas se acoplan sin necesidad de un gran esfuerzo.

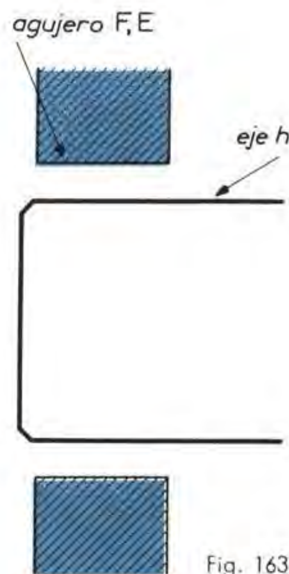


Fig. 163

Para un eje h y un taladro F, E o B, tendremos un ajuste móvil.

El mismo ajuste lo obtendríamos con un taladro H y eje f, e, b.

El agujero H con eje *k* (o eje *h* con agujero K) se utiliza en acoplamiento entre piezas que, debiendo girar, baste simplemente que tengan *agarre* para que no se produzca un desplazamiento mutuo y giren las dos al mismo tiempo.

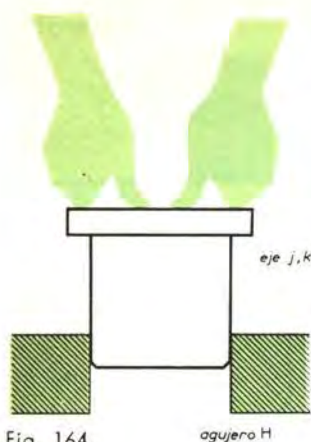


Fig. 164

Un acoplamiento indeciso puede ajustarse presionando con los dedos.

ACOPLAMIENTO DE APRIETE. *Las dos piezas acopladas quedan completamente ajustadas y no se desplazan una respecto a otra a no ser que medie una fuerte presión o un calentamiento previo.*

Observe en la figura 158 que estos acoplamientos corresponden a un taladro H y a un eje *p, r, s, t...*, etc., o bien a un eje *h* y a un taladro P, R, S, T..., etc. En la citada figura ya queda indicado que, tanto para un sistema eje-base como para un sistema taladro-base, tendremos un acoplamiento estable a partir de una tolerancia de ajuste que, naturalmente, corresponderá a un fuerte apriete.

A continuación damos un resumen de todas las posibilidades de acoplamientos y tolerancias de ajustes por el sistema de agujero-base y por el sistema de eje-base. En estos cuadros-resumen introducimos el factor numérico que indica la calidad de acabado de las superficies. El factor tolerancia de ajuste, juntamente con el factor de la calidad del mecanizado, definen, bajo normas ISO, cualquier ajuste.

CUADRO I: Sistema agujero-base

Grado de precisión	*Agujero base*	EJE		
		Acoplamiento movil	*Acoplamiento estable*	*Acoplamiento indeciso*
Super preciso	H6	e7-f6-g5-h5	j5-k5-m5-n5-	p5-r5-s5-t5-n5-v5-x5-
Preciso	H7	a9-b9-b8-c9-c8-d9-d8-e8-f7-g6-h6	j6-k6-m6-n6-	p6-r6-s6-t6-n6-v6-x6-y6-z6-
Normal	H8	d10-c9-f8-h8-h7-	j7-k7-m7-n6	p6-r7-s7-t7-n7-v7-x7-y7-z7
Basto	H11	a11-b11-c11-d11-h11	—	—

TOLERANCIAS en el sistema agujero-base

Acoplamiento	*Aplicaciones (casos prácticos)*	*Montaje*
H6/g5	Partes rodantes de alta precisión, lubrificadas. (Ejes de acero que giran. Taladros de rectificadora. Engranajes para bombas de aceite alojados en la caja con gran precisión.)	A mano.

H6/h5 H6/h6	Centraje de acoplamiento de alta precisión que se mueven axialmente o dotados de rotación lenta u oscilantes con lubricación interna. (Levas oscilantes. Bulones de émbolos y émbolos sin segmentos para bombas de aceite, portabrocas y brocas para fresadoras de alta precisión. Bulones de precisión entre cabeza y pie de biela.)	A mano.
H6/j5 H6/j6	Acoplamiento de precisión de partes fijas recíprocamente. Centrajes fijos de alta precisión. Acoplamientos estrechos desplazables axialmente. (Chavetas y chaveteras para centraje de ejes.)	A mano con ligero golpe de martillo.
H6/n5	Acoplamientos blocados, no desmontables a mano. Partes que no precisan ser blocadas axialmente, pero que no deben girar una respecto a otra. (Piñones fijos, montados con chaveta o sobre eje acanalado, que raramente se desmontan.)	Con mazo de madera o con prensa.
H6/n6	Para órganos fijos uno respecto al otro, que pueden ser montados bajo fuerte presión: los dos órganos van asegurados contra la rotación y el deslizamiento.	Con prensa.
H6/p5	Acoplamientos blocados no desmontables. Para partes acopladas que deben comportarse como una pieza única, que no deben ser desmontadas nunca más, y que van sin chavetas de ninguna clase.	A la prensa.
H7/f6	Acoplamientos que giran en general, sin exigencias de centraje preciso (volantes de maniobra, manivelas de mando a mano sobre el eje).	A mano.
H7/f7	Acoplamientos que giran a alta velocidad, con centraje imperfecto y juego sensible. Ejes en general.	A mano.
H7/h6	Acoplamientos que giran a velocidades periféricas de 2 a 4 m/seg., con buen centraje. Acoplamientos con movimiento axial alternativo a media y alta velocidad menor de 35 m/minuto.	A mano.
H7/g6	Para aplicaciones análogas al acoplamiento H6/h5, pero de menor precisión.	A mano.
H7/j6	De empleo análogo al acoplamiento H6/j5, pero de menor precisión. Acoplamiento generalmente sustituible por el H7/h6.	Con martillo.
H7/n6	De empleo análogo al acoplamiento H6/n5, de menor precisión y un poco menos de blocaje. Sustituible por el H7/r6 o el H7/p6.	A mano o con martillo.
H7/r6 H7/s6	Acoplamientos blocados no desmontables, de forma que las dos partes formen un solo cuerpo. Análogos al H6/p5.	Con martillo.
H8/h8	Acoplamientos deslizantes axialmente, lubrificados, sin exigencia de precisión, montados sin esfuerzo.	A mano.

CUADRO II: Sistema eje-base					
Grado de precisión		*Eje base*	AGUJERO		
			Acoplamiento movil	*Acoplamiento indeciso*	*Acoplamiento estable*
Superpreciso		h 5	E7-F6-G6-H6	J6-K6-M6-N6	P6-R6-S6-T6-V6-X6
Preciso	Super.	h 6	A9-B9-B8-C9-C8 D9-D8-E8-F7-G7-H7	J7-K7-M7-N7	P7-R7-S7-T7-U7-V7-X7-Y7-Z7
	Infer.	h 7	A9-B9-B8-C9-C8-H8	J8-K8-M8-N8	
Normal	Super.	h 8	A9-B9-B8-C9-C8-D10 E9-F8-H8	—	—
	Infer.	h 9	D10-E9-F8-H8	—	—
Basto		h11	A11-B11-C11-D11-H11	—	—

TOLERANCIAS en el sistema eje-base		
Acoplamiento	*Aplicaciones (casos prácticos)*	*Montaje*
N6/h7	Para órganos fijos uno con respecto al otro, que se montan y desmontan bajo fuerte presión. Normalmente se aseguran ambas piezas contra la rotación y el deslizamiento.	Con martillo o prensa.
M6/h6	Para órganos solidarios uno con otro, que se montan y desmontan sin excesiva presión. También se aseguran contra la rotación y el deslizamiento.	Con martillo.
K6/h6 K7/h7	Lo mismo que el caso anterior, pero con montaje y desmontaje fácil.	Con martillo de plomo.
H6/h6	Para piezas lubrificadas que se mueven una respecto a la otra, pero con movimiento lento.	A mano.

F8/h7	Piezas que se mueven sensiblemente una respecto a otra.	A mano.
E8/h7	Piezas que se mueven con gran juego, una respecto a otra.	A mano.
H9/h8	Organos que se montan sin esfuerzo, a mano. Normalmente deslizan fácilmente uno sobre otro, con un poco de lubricante.	A mano.
D10/h8	Piezas que se mueven una respecto a otra con mucho juego.	A mano.
H13/h11	Piezas que se montan y desmontan a mano y que pese al amplio campo de tolerancia del acabado requieren un juego posiblemente pequeño.	A mano.
B11/h11 C11/h11	Piezas libres que se montan facilísimamente.	A mano.
A11/h11	Piezas que se montan muy libres, una respecto a otra, y que llevan un juego abundante.	A mano.

En las dos tablas anteriores se han resumido todas las posibilidades de acoplamiento que pueden darse normalmente en un ajuste por el sistema de agujero-base. Es decir: según sea la naturaleza del ajuste aparecerá la correspondiente notación del acoplamiento.

Suponga, por ejemplo, que en el plano de un cojuno deeje y agujero aparece la notación: Ajuste H6/j5. Se tratará de un acoplamiento de precisión, cuyo montaje puede hacerse a mano con ligeros golpes de martillo, cosa que puede comprobar en la tabla correspondiente a las tolerancias en el sistema agujero-base. Pero ¿cuáles son los límites de tolerancia?... ¿Qué valores en más o en menos podemos tolerar tanto en el eje como en el agujero?...

Observe que hasta aquí tenemos la calidad del mecanizado y una notación que nos dice que se trata de un agujero con tolerancia H6 y un eje con tolerancia j5. El agujero será un H6 y el eje un j5; pero ¿qué sabemos de los límites de tolerancia? Evidentemente, nos falta conocer el valor nominal de estas tolerancias. Nos falta poder afirmar cuál es el valor en milésimas de milímetro de los límites máximo y mínimo de la tolerancia.

Este factor que nos falta conocer queda sintetizado en las dos tablas que cierran este capítulo, terminando con las cuestiones de ajustes y tolerancias. Conociendo la noción de la tolerancia, sólo necesitamos consultar estas tablas para conocer los valores nominales de las mismas.

Vamos a poner un ejemplo:

Observando las tablas del sistema agujero-base, comprobará que en la primera columna aparecen los diámetros nominales del agujero, dados en milímetros: de 1 a 3 mm, de 3 a 6 mm, etc., etc. Luego viene la columna perteneciente al agujero.

En cada casilla aparece un número en rojo y otro en negro, precedidos del signo más (+) o del signo menos (—). *Para las casillas de los agujeros* el número en rojo (que lleva signo positivo) representa la cantidad de milésimas de milímetro que podemos añadir al diámetro nominal del taladro sin salirnos del límite de la tolerancia. Vea cómo el número negro perteneciente a las casillas de los agujeros es siempre el cero. Debe ser así, puesto que esta tabla corresponde a las tolerancias de un sistema agujero-base. Recuerde que para este sistema consideramos fijo el diámetro del taladro, siendo el diámetro del eje la variable que produce el mayor o menor ajuste. Es por eso por lo que no podemos admitir un diámetro de agujero menor que el diámetro nominal.

En las casillas pertenecientes a los ejes, los números en negro son las milésimas que podemos añadir o restar a su diámetro nominal sin rebasar el límite máximo de la tolerancia; los números en rojo, que son también positivos o negativos, son las milésimas a sumar o restar del diámetro nominal del eje sin que quede por debajo del límite de su tolerancia.

Vayamos al ejemplo enunciado:

El ajuste de un eje con su correspondiente agujero viene indicado en el plano por esta notación: H6/j5. Con sólo la notación, sabemos que trabajamos en un sistema de agujero-base. Además, el plano llevará la indicación del diámetro nominal del agujero. Supongamos que este diámetro es de 45 mm. La tabla nos dice lo siguiente:

a) Un agujero H6 con un diámetro de 45 mm admite unas diferencias de + 16 y 0 milésimas. Es decir: + 0'016 mm y 0 mm. Luego, el agujero puede admitir un diámetro máximo de 45'016 mm y un mínimo de 45 mm, que es su diámetro nominal.

b) En cuanto al eje correspondiente — que tiene una tolerancia — vemos que para un diámetro nominal de 45 mm admite unas diferencias de + 6 — 5, que son + 0'006 mm y — 0'005. Luego el diámetro del eje puede admitir una medida máxima de 45'006 mm y una medida mínima de 44'995 mm, que son los 45 mm nominales, menos los 0'005 mm.



Diferencias Nominales para el sistema AGUJERO - BASE

Valores en milésimas de milímetro

∅ Nominal en m/m	Agujero	Ejes						Agujero	Ejes						
	H6	n 5	m 5	k 5	j 5	h 5	g 5	H7	s 6	r 6	n 6	m 6	k 6	j 6	h 6
1 a 3	+7 0	+11 +6	+7 +2	— —	+4 −1	0 −5	−3 −8	+9 0	+22 +15	+19 +12	+13 +6	+9 +2	— —	+6 −1	0 −7
más de 3 a 6	+8 0	+13 +8	+9 +4	— —	+4 −1	0 −5	−4 −9	+12 0	+27 +19	+23 +15	+16 +8	+12 +4	— —	+7 −1	0 −8
más de 6 a 10	+9 0	+16 +10	+12 +6	+7 +1	+4 −2	0 −6	−5 −11	+15 0	+32 +23	+28 +19	+19 +10	+15 +6	+10 +1	+7 −2	0 −9
más de 10 a 18	+11 0	+20 +12	+15 +7	+9 +1	+5 −3	0 −8	−6 −14	+18 0	+39 +28	+34 +23	+23 +12	+18 +7	+12 +1	+8 −3	0 −11
más de 18 a 30	+13 0	+24 +15	+17 +8	+11 +2	+5 −4	0 −9	−7 −16	+21 0	+48 +35	+41 +28	+28 +15	+21 +8	+15 +2	+9 −4	0 −13
más de 30 a 40	+16	+28	+20	+13	+6	0	−9	+25	+59	+50	+33	+25	+18	+11	0
más de 40 a 50	0	+17	+9	+2	−5	−11	−20	0	+43	+34	+17	+9	+2	−5	−16
más de 50 a 65	+19	+33	+24	+15	+6	0	−10	+30	+72 +53	+60 +41	+39	+30	+21	+12	0
más de 65 a 80	0	+20	+11	+2	−7	−13	−23	0	+78 +59	+62 +43	+20	+11	+2	−7	−19
más de 80 a 100	+22	+38	+28	+18	+6	0	−12	+35	+93 +71	+73 +51	+45	+35	+25	+13	0
más de 100 a 120	0	+23	+13	+3	−9	−15	−27	0	+101 +79	+76 +54	+23	+13	+3	−9	−22
más de 120 a 140	+25	+45	+33	+21	+7	0	−14	+40	+117 +92	+88 +63	+52	+40	+28	+14	0
más de 140 a 160									+125 +100	+90 +65					
más de 160 a 180	0	+27	+15	+3	−11	−18	−32	0	+133 +108	+93 +68	+27	+15	+3	−11	−25
más de 180 a 200	+29	+51	+37	+24	+7	0	−15	+46	+151 +122	+106 +77	+60	+46	+33	+16	0
más de 200 a 225									+159 +130	+109 +80					
más de 225 a 250	0	+31	+17	+4	−13	−20	−35	0	+169 +140	+113 +84	+31	+17	+4	−13	−29
más de 250 a 280	+32	+57	+43	+27	+7	0	−17	+52	+190 +158	+126 +94	+66	+52	+36	+16	0
más de 280 a 315	0	+34	+20	+4	−16	−23	−40	0	+202 +170	+130 +98	+34	+20	+4	−16	−32

∅ Nominal en m/m	Ejes				Agujero	Ejes					Agujero	Ejes				
	g 6	f 7	e 8	d 8	H8	h8	h 9	f 8	e 9	d 10	H 11	h 11	d 11	c 11	b 11	a 11
1 a 3	−3 −10	−7 −16	−14 −28	−20 −45	+14 0	0 −14	0 −25	−7 −21	−14 −39	−20 −60	+60 0	0 −60	−20 −80	−60 −120	−140 −200	−270 −330
más de 3 a 6	−4 −12	−10 −22	−20 −38	−30 −60	+18 0	0 −18	0 −30	−10 −28	−20 −50	−30 −78	+75 0	0 −75	−30 −105	−70 −145	−140 −215	−270 −345
más de 6 a 10	−5 −14	−13 −28	−25 −47	−40 −76	+22 0	0 −22	0 −36	−13 −35	−25 −61	−40 −98	+90 0	0 −90	−40 −130	−80 −170	−150 −240	−280 −370
más de 10 a 18	−6 −17	−16 −34	−32 −59	−50 −93	+27 0	0 −27	0 −43	−16 −43	−32 −75	−50 −120	+110 0	0 −110	−50 −160	−95 −205	−150 −260	−290 −400
más de 18 a 30	−7 −20	−20 −41	−40 −73	−65 −117	+33 0	0 −33	0 −52	−20 −53	−40 −92	−65 −149	+130 0	0 −130	−65 −195	−110 −240	−160 −290	−300 −430
más de 30 a 40	−9	−25	−50	−80	+39	0	0	−25	−50	−80	+160	0	−80	−120 −280	−170 −330	−310 −470
más de 40 a 50	−25	−50	−89	−142	0	−39	−62	−64	−112	−180	0	−160	−240	−130 −290	−180 −340	−320 −480
más de 50 a 65	−10	−30	−60	−100	+46	0	0		−60	−100	+190	0	−100	−140 −330	−190 −380	−340 −530
más de 65 a 80	−29	−60	−106	−174	0	−46	−74	−76	−134	−220	0	−190	−290	−150 −340	−200 −390	−360 −550
más de 80 a 100	−12	−36	−72	−120	+54	0	0	−36	−72	−120	+220	0	−120	−170 −390	−220 −440	−380 −600
más de 100 a 120	−34	−71	−126	−207	0	−54	−87	−90	−189	−260	0	−220	−340	−180 −400	−240 −460	−410 −630
más de 120 a 140	−14	−43	−85	−145	+63	0	0	−43	−85	−145	+250	0	−145	−200 −450	−260 −510	−460 −710
más de 140 a 160														−210 −460	−280 −530	−520 −770
más de 160 a 180	−39	−83	−148	−245	0	−63	−100	−106	−185	−305	0	−250	−395	−230 −480	−310 −560	−580 −830
más de 180 a 200	−15	−50	−100	−570	+72	0	0	−50	−100	−170	+290	0	−170	−240 −530	−340 −630	−660 −950
más de 200 a 225														−260 −550	−380 −670	−740 −1030
más de 225 a 250	−44	−96	−172	−285	0.	−72	−115	−122	−215	−355	0	−290	−460	−280 −570	−420 −710	−820 −1110
más de 250 a 280	−17	−56	−100	−190	+81	0	0	−56	−110	−190	+320	0	−190	−300 −620	−480 −800	−920 −1240
más de 280 a 315	−49	−108	−191	−320	0	−81	−130	−137	−240	−400	0	−320	−510	−330 −650	−540 −860	−1050 −1370

Diferencias Nominales para el sistema EJE - BASE

Valores en milésimas de milímetro

∅ Nominales en m/m	Eje	Agujeros						Eje	Agujeros												Ejes		Agujeros				Eje	Agujeros				
	h 5	N6	M6	K 6	J 6	H6	G6	h 6	S 7	R7	N 7	M 7	K7	J 7	H7	G 7	F 7	E 8	D9	h8	h 9	H8	F 8	E 9	D10	h 11	H 11	D 11	C 11	B 11	A 11
1 a 3	0 −5	−4 11	0 7	— —	+3 −4	+7 0	+10 +3	0 −7	−13 −22	−10 −19	−4 −13	0 −9	— —	+3 −6	+9 0	+12 +3	+16 +7	+28 +14	+45 +20	0 −14	0 −25	+14 0	+21 +7	+39 +14	+60 +20	0 −60	+60 0	+80 +20	+120 +60	+200 +140	+330 +270
más de 3 a 6	0 −5	−5 −13	−1 −9	— —	+4 −4	+8 0	+12 +4	0 −8	−15 −27	−11 −23	−4 −16	0 −12	— —	+5 −7	+12 0	+16 +4	+22 +10	+38 +20	+60 +30	0 −18	0 −30	+18 0	+28 +10	+50 +20	+78 +30	0 −75	+75 0	+105 +30	+145 +70	+215 +140	+345 +270
más de 6 a 10	0 −6	−7 −16	−3 −12	+2 −7	+5 −4	+9 0	+14 +5	0 −9	−17 −32	−13 −28	−4 −19	0 −15	+5 −10	+8 −7	+15 0	+20 +5	+28 +13	+47 +25	+76 +40	0 −22	0 −36	+22 0	+35 +13	+61 +25	+98 +40	0 −90	+90 0	+130 +40	+170 +80	+240 +150	+370 +280
más de 10 a 18	0 −8	−9 −20	−4 −15	+2 −9	+6 −5	+11 0	+17 +6	0 −11	−21 −39	−16 −34	−5 −23	0 −18	+6 −12	+10 −8	+18 0	+24 +6	+34 +16	+59 +32	+93 +50	0 −27	0 −43	+27 0	+43 +16	+75 +32	+120 +50	0 −110	+110 0	+160 +50	+205 +95	+260 +150	+410 +290
más de 18 a 30	0 −9	−11 −24	−4 −17	+2 −11	+8 −5	+13 0	+20 +7	0 −13	−27 −48	−20 −41	−7 −28	0 −21	+6 −15	+12 −9	+21 0	+28 +7	+41 +20	+73 +40	+117 +65	0 −33	0 −52	+33 0	+53 +20	+92 +40	+149 +65	0 −130	+130 0	+195 +65	+240 +110	+290 +160	+430 +300
más de 30 a 40	0 −11	−12 −28	−4 −20	+3 −13	+10 −6	+16 0	+25 +9	0 −16	−34 −59	−25 −50	−8 −33	0 −25	+7 −18	+14 −11	+25 0	+34 +9	+50 +25	+89 +50	+142 +80	0 −39	0 −62	+39 0	+64 +25	+112 +50	+180 +80	0 −160	+160 0	+240 +80	+280 +120	+330 +170	+470 +310
más de 40 a 50	0 −11	−12 −28	−4 −20	+3 −13	+10 −6	+16 0	+25 +9	0 −16	−34 −59	−25 −50	−8 −33	0 −25	+7 −18	+14 −11	+25 0	+34 +9	+50 +25	+89 +50	+142 +80	0 −39	0 −62	+39 0	+64 +25	+112 +50	+180 +80	0 −160	+160 0	+240 +80	+290 +130	+340 +180	+480 +320
más de 50 a 65	0 −13	−14 −33	−5 −24	+4 −15	+13 −6	+19 0	+29 +10	0 −19	−42 −72	−30 −60	−9 −39	0 −30	+9 −21	+18 −12	+30 0	+40 +10	+60 +30	+106 +60	+174 +100	0 −46	0 −74	+46 0	+76 +30	+134 +60	+220 +100	0 −190	+190 0	+290 +100	+330 +140	+380 +190	+530 +340
más de 65 a 80	0 −13	−14 −33	−5 −24	+4 −15	+13 −6	+19 0	+29 +10	0 −19	−48 −78	−32 −62	−9 −39	0 −30	+9 −21	+18 −12	+30 0	+40 +10	+60 +30	+106 +60	+174 +100	0 −46	0 −74	+46 0	+76 +30	+134 +60	+220 +100	0 −190	+190 0	+290 +100	+340 +150	+390 +200	+550 +360
más de 80 a 100	0	−16	−6	+4	+16	+22	+34	0	−58 −93	−38 −73	−10	0	+10	+22	+35	+47	+71	+126	+207	0	0	+54	+90	+159	+260	0	+220	+340	+390 +170	+440 +220	+600 +380
más de 100 a 120	−15	−38	−28	−18	−6	0	+12	−22	−66 −101	−41 −76	−45	−35	−25	−13	0	+12	+36	+72	+120	−54	−87	0	+36	+72	+120	−220	0	+120	+400 +180	+460 +240	+630 +410
más de 120 a 140									−77 −117	−48 −88																			+450 +200	+510 +260	+710 +460
más de 140 a 160	0	−20 −45	−8 −33	+4 −21	+18 −7	+25 0	+39 +14	0 −25	−85 −125	−50 −90	−12 −52	0 −40	+12 −28	+26 −14	+40 0	+54 +14	+83 +43	+148 +85	+245 +145	0 −63	0 −100	+63 0	+106 +43	+185 +85	+305 +145	0 −250	+250 0	+395 +145	+460 +210	+530 +280	+770 +520
más de 160 a 180	−18								−93 −133	−53 −93																			+480 +230	+560 +310	+830 +580
más de 180 a 200									−105 −151	−60 −106																			+530 +240	+630 +340	+950 +660
más de 200 a 225	0 −20	−22 −51	−8 −37	+5 −24	+22 −7	+29 0	+44 +15	0 −29	−113 −159	−63 −109	−14 −60	0 −46	+13 −33	+30 −16	+46 0	+61 +15	+96 +50	+172 +100	+285 +170	0 −72	0 −115	+72 0	+122 +50	+215 +100	+355 +170	0 −290	+290 0	+460 +170	+550 +260	+670 +380	+1030 +740
más de 225 a 250									−123 −169	−67 −113																			+570 +280	+710 +420	+1110 +820
más de 250 a 280	0	−25	−9	+5	+25	+32	+49	0	−138 −190	−74 −126	−14	0	+16	+36	+52	+69	+108	+191	+320	0	0	+81	+137	+240	+400	0	+320	+510	+620 +300	+800 +480	+1240 +920
más de 280 a 315	−23	−57	−41	−27	−7	0	+17	−32	−150 −202	−78 −130	−66	−52	−36	−16	0	+17	+56	+110	+190	−81	−130	0	+56	+110	+190	−320	0	+190	+650 +330	+860 +540	+1370 +1050

Apendice de elementos de Máquinas 4

CALCULO DE RESORTES - CONSIDERACIONES GENERALES - EXPLICACION DE LA TABLA PARA EL CALCULO DE RESORTES - CALCULO DE UN RESORTE A COMPRESION - CALCULO DE UN RESORTE A TRACCION - TABLA PARA EL CALCULO DE RESORTES HELICOIDALES

CONSIDERACIONES GENERALES

Son muy numerosos los casos de proyectos de máquinas que plantean al proyectista la necesidad de colocar un resorte (generalmente helicoidal) en alguno de sus elementos, bien sea trabajando a tracción, bien sea trabajando a compresión.

En una máquina, el resorte cumple con una función específica; su resistencia a la compresión, o su resistencia a la tracción, deben calcularse para que actúe conforme a la función que tiene encomendada. Calcular un resorte es determinar sus características mecánicas, dando cuantos datos sean necesarios para que en el plano pueda aparecer correctamente dibujado.

Esta lección va encaminada a que, después de su estudio, pueda usted calcular, proyectar y dibujar correctamente cualquier resorte helicoidal siempre que le den los datos suficientes para ello. Calcular un resorte parece algo muy difícil; por ello son muchos los delineantes que, habiendo indicado la existencia de un resorte dentro de un mecanismo, luego son incapaces de dibujarlo independientemente.

La dificultad es más aparente que real, y vamos a demostrarlo.

LA FLECHA DE UN RESORTE

El primer conocimiento que debemos adquirir, para poder adentrarnos en el cálculo de un resorte, es el concepto que debemos tener de lo que se denomina su *flecha*. Estudiémoslo:

En la figura 165 tenemos un resorte a tracción con trece espiras. En esta figura el resorte aparece en reposo, por decirlo así; no está sujeto a ninguna fuerza y, por tanto, sus espiras están en contacto unas con otras; se tocan todas. En estas condiciones, decimos que la longitud del resorte es L_0. El subíndice *o*, indica que el muelle se encuentra sometido a una carga de cero kilos.

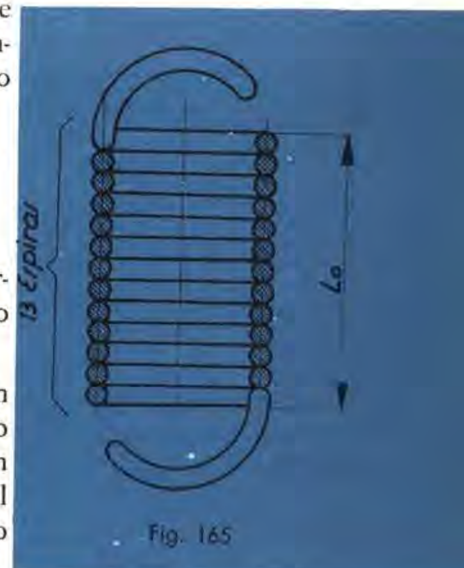


Fig. 165

Vea la figura 166. El resorte se ha distendido porque sobre él actúa una determinada fuerza. Digamos, por ejemplo, que esta fuerza es de 15 Kg, en cuyo caso indicaremos por L_{15} la longitud total del resorte (longitud correspondiente al resorte cuando actúa en él una fuerza a tracción de 15 Kg).

Para esta carga de 15 Kg, las espiras del muelle se habrán separado; y si aumentamos la fuerza de tracción aplicada al muelle, la separación entre sus espiras será tanto mayor cuanto mayor sea la fuerza actuante. En la figura 167 aparece el mismo muelle cuando está sometido a una tracción de 32 Kg. Habrá aumentado su longitud total y, naturalmente, la separación entre sus espiras. Esta separación entre las espiras se indica con la letra *l*, añadiendo un subíndice numérico que indica el valor de la carga en Kg. Así, para el caso de la figura 166, la separación entre espiras se ha indicado con L_{15}, y en la figura 167 por L_{32}.

LA DIFERENCIA DE SEPARACIÓN ENTRE DOS ESPIRAS CONSECUTIVAS DE UN RESORTE QUE PASA DE LA POSICIÓN DE CARGA NULA A OTRA DADA SE LLAMA FLECHA.

Por Paso entenderemos la distancia de centro a centro de dos espiras consecutivas.

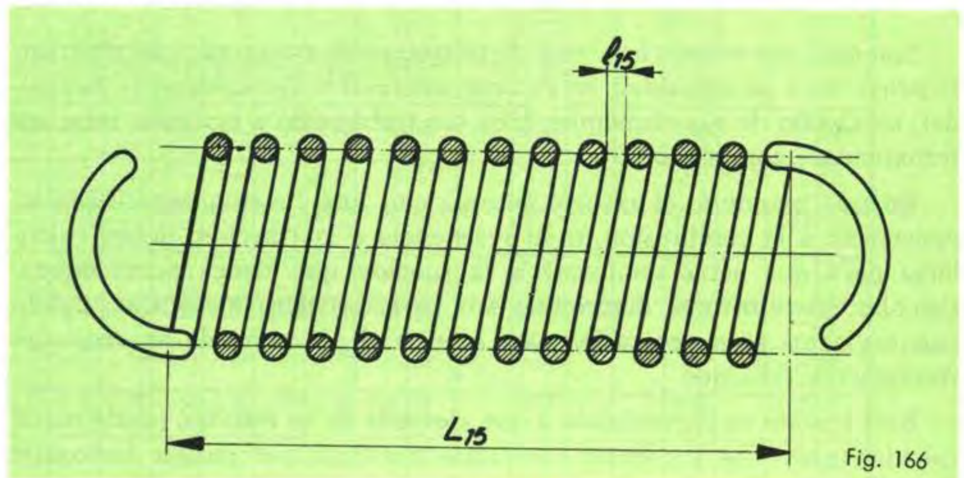


Fig. 166

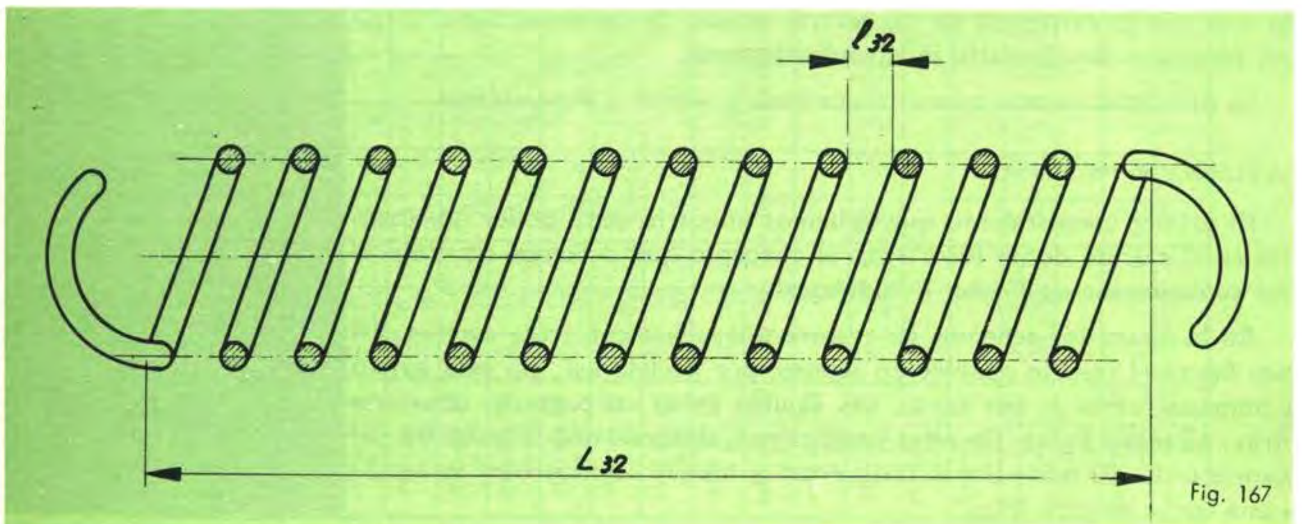


Fig. 167

Flecha máxima. Máximo alargamiento

No hace falta decir que la flecha será mayor a medida que aumente el valor de la carga soportada por el resorte. Pero es evidente que llegará un momento en que cada espira del resorte alcanzará el máximo tiraje, en cuyo instante diremos que ha alcanzado su FLECHA MÁXIMA. Es decir: LA FLECHA MÁXIMA es el mayor ALARGAMIENTO que podemos provocar en CADA ESPIRA DEL RESORTE. Por tanto, el alargamiento máximo que podemos provocar en un resorte será IGUAL AL NÚMERO de espiras que tenga, multiplicado por su flecha máxima.

Si en el caso del resorte que nos ha servido de ejemplo, que tiene trece espiras, suponemos que su flecha máxima es de 2 mm (es una suposición), podremos afirmar que como máximo podremos estirarlo una longitud de 13 × 2 = 26 mm.

Si el resorte tenía inicialmente una longitud de 40 mm ($L_0 = 40$ mm), cuando sus espiras hayan alcanzado su flecha máxima la longitud total será de:

$$L_0 = 40 + (13 \times 2) = 66 \text{ mm}$$

Número de espiras según la flecha máxima. Estiraje

Imaginemos un resorte a tracción con una L_0 de 50 mm y que, al estirarlo hasta el máximo, alcanza una longitud de 80 mm. Si la flecha máxima que admite cada espira es de 3 mm, ¿cuántas espiras debe tener el resorte?

La respuesta es, ciertamente, fácil:

Empecemos por considerar el alargamiento que habrá sufrido cuando se haya estirado al máximo. Sabiendo la L_0 y la longitud final, una simple resta soluciona esta parte del problema:

$$\text{Alargamiento} = 80 - 50 = 30 \text{ mm}$$

Luego, si con una flecha máxima de 3 mm debemos conseguir un aumento de longitud de 30 mm, el número de espiras necesario para conseguirlo será de:

$$\text{Número de espiras} = \frac{30}{3} = 10$$

Datos e incógnitas que deben manejarse

Veamos la última cuestión previa al cálculo de los muelles. Pongámonos en la realidad de los casos en que podemos encontrarnos y veamos cuáles serán los datos en que apoyarnos y cuáles las incógnitas que nos pedirán encontrar.

Para calcular un resorte se nos dará siempre la carga máxima que deberá resistir, dato que expresaremos con la notación Q_{max}. También la longitud del resorte con carga inicial (Q inicial) y su longitud con la Q_{max}. Se nos dará también el diámetro exterior D_e del resorte a calcular.

Con estos tres datos deberemos proyectar el resorte adecuado, hallando para ello los datos que faltan y que son:

1. El diámetro del alambre que forma las espiras.
2. El número de espiras del resorte.
3. La longitud del resorte sin carga (L_0).

Este tercer dato, la L_0, se nos dará algunas veces y otras no. Será un dato cuando la carga mínima a la que debemos trabajar el resorte sea de 0 Kg. Será una incógnita cuando el resorte esté situado de tal modo dentro del conjunto del que forma parte, que nunca quede sin carga. Es decir: dentro de la máquina, un resorte puede estar siempre sujeto a una carga que oscilará entre un valor mínimo y un valor máximo sin necesidad de que el mínimo sea de 0 Kg. Son, pues, dos casos distintos.

CALCULO DE RESORTES HELICOIDALES
EXPLICACION DE LA TABLA PARA EL CALCULO DE RESORTES

Para el cálculo de cualquier resorte, se nos dará inicialmente un dato imprescindible: la carga máxima Q_{max} que dicho resorte debe resistir.

Quedan, pues, distintos datos para buscar: Diámetro de las espiras (*d*), número de ellas (*n*), diámetro exterior del resorte (D_e)... Con la carga máxima y uno de estos datos, podemos escoger distintos resortes, todos los cuales servirán para resistir la carga máxima dada.

Es decir: cuando conocemos la carga máxima del resorte que tratamos de calcular, podemos hacer los cálculos si conocemos, además, otro dato, que puede ser el diámetro *d* de las espiras, o el diámetro exterior D_e, o el número de espiras *n*, o bien el radio *r* del resorte que, como puede apreciarse en la figura 168, es igual a $\dfrac{D_e - d}{2}$

PRIMERA FÓRMULA

Si podemos relacionar los distintos datos con las correspondientes incógnitas, es evidente que tendremos solucionado el problema del cálculo. Usted ya sabe que esta relación, una vez expresada matemáticamente, se convierte en una fórmula.

Pues bien: la primera fórmula que permite el cálculo de un resorte helicoidal es la que relaciona la carga máxima Q_{max} con el diámetro de la espira (*d*) y el radio *r*. La fórmula es la siguiente:

$$\mathbf{r = \frac{785 \times d^3}{Q_{max}}}$$

Analicemos un poco esta fórmula que, en definitiva, nos da el valor de *r*, mediante una división entre dos números. Multiplicando el valor d^3 (diámetro al cubo) por una cantidad constante que es 785 y dividiendo el resultado por el valor de la carga máxima obtenemos el valor del radio *r*.



Fig. 168

Supongamos que debemos trabajar con un diámetro *d* fijo. En este caso, ¿cómo podremos conseguir que el resorte resista una mayor carga? Evidentemente, disminuyendo su radio *r*. Si el dividendo permanece constante y aumenta el divisor, por fuerza debe disminuir el cociente.

Podemos decir, pues:

PARA UN MISMO DIÁMETRO DE LAS ESPIRAS, PODREMOS AUMENTAR LA CARGA MÁXIMA SI DISMINUIMOS EL RADIO *r* DEL RESORTE.

Sea ahora el radio *r* lo que no podemos variar. En este caso, sólo podremos aumentar el valor de la carga si aumentamos el diámetro *d* de las espiras.

Por lo tanto: PARA UN MISMO RADIO *r* AUMENTARÁ LA CARGA MÁXIMA SI AUMENTA EL VALOR *d* DEL DIÁMETRO DE LAS ESPIRAS. A ESPIRAS MÁS GRUESAS, MAYOR POSIBILIDAD DE CARGA.

Finalmente: PARA UNA MISMA CARGA MÁXIMA, SI NOS INTERESA UN RADIO MAYOR, DEBEREMOS AUMENTAR EL DIÁMETRO DE LAS ESPIRAS, PUESTO QUE SEGÚN LOS VALORES QUE DEMOS A *d* VARIARÁ PROPORCIONALMENTE EL VALOR DE *r*.

Con esta fórmula podemos calcular el diámetro de la espira partiendo del radio y de la carga máxima; o bien el radio, partiendo de la carga y del diámetro de la espira.

Lo que nos falta es saber el número de espiras que deberemos dar al resorte, cosa que conseguiremos calculando primero la flecha en mm mediante esta fórmula:

$$l = 0'067 \times \frac{r^2}{d}$$

Como deberemos conocer el alargamiento (o acercamiento) que deberá sufrir el resorte según la función que desempeñe en la máquina, hallaremos el número de espiras operando como hemos dicho anteriormente: dividiendo el alargamiento o acortamiento por la flecha *l*.

Con estas dos fórmulas, pues, podemos calcular un resorte helicoidal. Sin embargo, debemos advertir que estas dos fórmulas son válidas para los resortes helicoidales que resuelven casos corrientes, considerándose como tales aquellos en que el resorte queda sujeto a esfuerzos invariables (siempre los mismos); pero no lo son para aquellos resortes que se ven sujetos a cambios de cargas muy frecuentes. Para estos casos, las fórmulas a aplicar son las mismas que hemos visto, pero con las constantes cambiadas. Véalas:

$$r = \frac{392 \times d^3}{Q_{max}}$$

$$l = 0'0335 \times \frac{r^2}{d}$$

Estas son las fórmulas y libres somos de aplicarlas. Pero el profesionalismo, que tiene sus exigencias, considera que el tiempo pasado para desarrollar un cálculo de resortes puede acortarse si se dispone de unas tablas especialmente confeccionadas para este menester.

Nosotros disponemos de esta tabla y, por lo mismo, siempre que nos

encontremos ante la necesidad de determinar las características de un resorte, lo haremos confiando en su eficiencia y beneficiándonos de la comodidad que representa encontrar directamente los resultados apetecidos.

Veamos cómo debemos utilizar esta tabla (pág. 173):

Arriba, en el ángulo izquierdo, aparece un recuadro mayor con la indicación D_e en mm. Es decir: el diámetro exterior del resorte expresado en milímetros. A partir de este recuadro y en columna hacia abajo aparecen los valores 10, 12, 15..., etc., hasta 150 mm, que son los distintos valores de este diámetro exterior.

En la primera fila superior de casillas encontramos los valores del diámetro de las espiras *d*, que de izquierda a derecha toma un valor en milímetros de 1, 1'5, 2, 2'5... hasta los 15 mm.

Veamos ahora la relación que podemos encontrar entre los valores D_e y *d*, según sea la carga que debe soportar el resorte que proyectemos.

Imagine que, para una máquina que estamos proyectando, necesitamos un resorte cuyo diámetro exterior D_e no puede sobrepasar los 25 mm y que, como condición indispensable, debe ser capaz de soportar una carga de 30 Kg. ¿Qué diámetro deberemos dar a las espiras?

Busque primero la casilla correspondiente a un D_e de 25 mm. Arrancando de esta casilla aparecen dos filas: una correspondiente a la Q (carga) y otra a la *l* (flecha). En la fila Q perteneciente a un D_e de 25 mm tenemos distintos valores de carga, uno de los cuales es de 31'3. Kg, que es una carga muy aproximada a la que nos hemos referido. Basta ver cuál es el diámetro de espira correspondiente a la columna en que se encuentra esta carga de 31'3 Kg para tener el dato que precisamos. Nuestro diámetro *d* es de 3'5 mm.

En la misma fila perteneciente a los 25 mm de diámetro exterior, tenemos los valores de la flecha para cada carga. Observe que en nuestro resorte de 25 mm de D_e y 3'5 de *d*, para una carga de 31'3 Kg, la flecha es de 2'2 mm. Es decir: si se trata de un resorte a tracción, con 31'3 Kg de carga se alargará 2'2 mm por cada espira.

Si partimos del diámetro de la espira operaremos de forma muy similar. Supongamos que tenemos una partida de resortes de 2 mm de diámetro de espira pero de distintos diámetros exteriores D_e y queremos saber cuál de ellos hemos de utilizar para soportar una carga de 6,5 Kg y que al mismo tiempo tenga el menor diámetro exterior D_e a fin de ahorrar espacio. Partiendo de la tercera columna vertical correspondiente al diámetro de espira $d = 2$ mm vamos somprobando los valores de Q correspondientes a esta columna vertical. Así, en la primera casilla el valor de Q es 15'7, en la segunda 12'6, etc. llegando a la cuarta con un valor de 6'98, que es el que hemos de elegir, puesto que el valor de Q de la quinta columna sólo llega a 5'47.

En el extremo de la izquierda de la columna horizontal, correspondiente a $Q = 6'98$, tenemos el D_e, que resulta ser de 20 mm.

¿Comprende cómo funciona esta tabla?... Su manejo es muy simple; pero, para acabar de perfilar la cuestión, vamos a desarrollar dos ejemplos prácticos sacados de la vida real, uno referente a un resorte a tracción y otro a un resorte a compresión.

TABLA PARA EL CALCULO DE RESORTES HELICOIDALES

De (en m/m)		d (en milímetros)															
		1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	12	15
10	Q	1,75	6,24	15,7	32,8	61	—										
	l	1,4	0,81	0,54	0,38	0,27											
12	Q	1,43	5,05	12,6	25,9	47,1	79	—	—								
	l	2	1,2	0,84	0,61	0,45	0,35										
15	Q	1,12	3,93	9,67	19,7	35,4	59	91	136	—	—						
	l	3,3	2	1,4	1,1	0,80	0,63	0,51	0,41								
20	Q	0,85	2,87	6,98	14	25	40,8	63	92	131	242	—					
	l	6	3,8	2,7	2,1	1,6	1,3	1,1	0,89	0,75	0,55						
25	Q	0,65	2,26	5,47	10,9	19,3	31,3	47,9	70	98	179	299	—				
	l	9,7	6,2	4,4	3,4	2,7	2,2	1,8	1,6	1,3	1	0,78					
30	Q	0,54	1,86	4,49	8,93	15,7	25,4	38,3	56	79	141	234	366	—			
	l	14,1	9,1	6,6	5,1	4,1	3,6	2,8	2,4	2,1	1,6	1,3	1				
35	Q	0,46	1,58	3,81	7,58	13,3	21,4	32,4	47	65	117	193	298	441			
	l	19,4	11,5	9,1	7,1	5,7	4,8	4	3,5	3	2,3	1,8	1,5	1,3			
40	Q	0,40	1,38	3,31	6,55	11,5	18,5	27,9	40,3	56	100	163	251	370	524	970	
	l	26	16,6	12,1	9,4	7,6	6,4	5,4	4,7	4,1	3,2	2,6	2,1	1,8	1,5	1,1	
45	Q	0,36	1,22	2,92	5,78	10,1	16,6	24,5	35,4	49,1	87	142	217	318	449	823	1768
	l	33	21	15,5	12,1	9,9	8,3	7	6,1	5,4	4,3	3,5	2,9	2,4	2,1	1,5	1
50	Q	0,32	1,09	2,62	5,17	9,03	14,5	21,9	31,5	43,6	77	125	192	279	393	714	1515
	l	40	26	19,3	15,2	12,4	10,4	8,9	7,7	6,8	5,4	4,4	3,7	3,1	2,7	2	1,4
60	Q	0,27	0,91	2,17	4,27	7,44	11,9	18	25,8	35,7	63	102	153	225	314	566	1178
	l	57	38	28	22	18,2	15,3	13,1	11,4	10,2	8,1	6,7	5,7	4,8	4,2	3,2	2,3
70	Q	0,23	0,77	1,85	3,64	6,33	10,1	15,2	21,9	30,2	53	86	130	188	262	468	964
	l	80	52	39	31	25	21	18,2	16	14,2	11,4	9,5	8	6,9	6	4,7	3,4
80	Q	0,20	0,68	1,61	3,17	5,51	8,81	13,2	19	26,2	45,9	74	112	161	224	399	816
	l	105	69	51	40	33	28	24	21	18,8	15,3	12,8	10,8	9,4	8,2	6,5	4,7
90	Q	0,18	0,60	1,43	2,81	4,88	7,79	11,7	16,8	23,1	40,4	65	98	141	196	348	707
	l	133	88	65	51	42	36	31	27	24	19,7	16,5	14	12,2	10,7	8,5	6,3
100	Q	—	0,54	1,28	2,52	4,37	6,98	10,5	15	20,7	36,1	58	87	126	175	309	624
	l		108	81	64	53	45	39	34	30	25	21	17,7	15,4	13,6	10,8	8,1
120	Q	—	0,45	1,07	2,09	3,63	5,78	8,67	12,4	17,1	29,8	47,7	72	103	143	251	505
	l		157	117	93	77	65	56	50	44	36	31	26	23	20	16,3	12,4
150	Q	—	0,36	0,85	1,67	2,89	4,60	6,89	9,86	13,6	23,6	37,7	57	81	112	197	393
	l		246	184	146	121	103	89	79	70	58	49	42	37	33	27	20

CALCULO DE UN RESORTE A TRACCION

Debemos proyectar un resorte que trabaje a tracción del cual tenemos los siguientes datos:

Carga máxima que debe aguantar: $Q_{max} = 55$ Kg.

Diámetro exterior: $D_e = 60$ mm.

Alargamiento máximo del resorte $= 35$ mm.

SOLUCIÓN

Empezaremos por buscar en la tabla, en la fila correspondiente a un D_e de 60 mm, cuál es el diámetro de espira *d* que debemos dar al resorte para que resista los 55 Kg de carga. Vemos que con una *d* de 5 mm sólo resiste 35'7 Kg, pero que con una *d* de 6 mm su resistencia es de 63 Kg. Por tanto, será este último diámetro de espira el que deberemos escoger.

Nuestro resorte tendrá, pues, un D_e de 60 mm y un diámetro de espira de 6 mm.

Sabiendo ya que el diámetro de las espiras será de 6 mm, sólo nos falta conocer el número de ellas que deberemos indicar en el plano para que el alargamiento sea el previsto.

Para ello buscaremos la flecha correspondiente a un resorte de 60 mm de D_e y una *d* de 6 mm cuando la carga es $Q = 63$ Kg. Vemos directamente que esta flecha es de 8'1 mm.

Pero la carga máxima del resorte que debemos proyectar no es de 63 Kg, sino que es de 55. Por tanto, la flecha será menor. Para calcularla nos valdremos de una simple regla de tres. Será:

$$l_{55} = \frac{Q_{55} \times l_{63}}{Q_{63}}$$

Sustituyendo valores, tendremos:

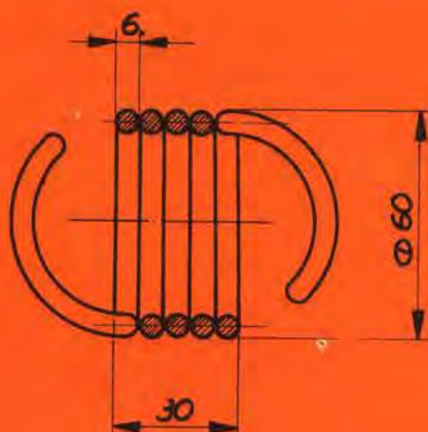
$$l_{55} = \frac{55 \times 8'1}{63} = 7'07 \text{ mm}$$

Conocemos ya la flecha y también el alargamiento máximo, puesto que se nos ha dado como dato del problema. Podemos calcular el número de espiras necesarias:

$$n = \frac{35}{7'07} = 4'95 \text{ espiras}$$

Pero como no podemos fabricar un resorte con un número incompleto de espiras, en vez de hacerlo de 4'95 espiras lo haremos de 5.

Tenemos ya todos los datos; hemos calculado el resorte y con los datos obtenidos procederemos al dibujo. Nuestro resorte será el de la figura 169.



Este es el plano del resorte a tracción que acabamos de calcular con la ayuda de las tablas.

CALCULO DE UN RESORTE A COMPRESION

Tratemos de averiguar todos los datos necesarios para poder dibujar un resorte de compresión, cuyas características deben ser las siguientes:

El resorte debe trabajar entre una carga máxima de 131 Kg y una carga mínima de 50 Kg. No puede tener un diámetro superior a los 45 mm y la diferencia entre la longitud del resorte trabajando a 50 Kg y la que tiene trabajando a 131 Kg no puede exceder de los 30 mm. Es decir: para este resorte debe cumplirse que $L_{50} - L_{131} = 30$ mm.

SOLUCIÓN

Tomamos la tabla y, buscando en la fila correspondiente a un $D_e = 45$ milímetros, encontramos que un resorte de 7 mm de diámetro de espira aguantará lo suficiente, puesto que resiste, según reza la tabla, una carga máxima de 142 Kg, superior a la que nosotros necesitamos, que es de 131 Kg.

Un resorte de tal tipo, con 142 Kg de carga, tiene una flecha máxima de 3'5 mm. Vea la tabla y lo comprobará. Luego, cuando el resorte trabaje con sólo 131 Kg, su flecha será de:

$$l_{131} = \frac{131 \times 3'5}{142} = 3'23 \text{ mm}$$

El mismo resorte, trabajando a su carga mínima de 50 kg, tendrá una flecha de:

$$l_{50} = \frac{50 \times 3'5}{142} = 1'23 \text{ mm}$$

Es decir: cuando el resorte pasa de la carga mínima a la máxima, pasa de tener una flecha de 1'23 a tenerla de 3'23 mm. Hay una diferencia de flechas de 2 mm.

Y como el total del resorte no puede encogerse más de 30 mm, el número de espiras será de:

$$n = \frac{30}{2} = 15 \text{ espiras}$$

Para dibujar el resorte necesitamos conocer su longitud considerándola libre de carga, puesto que la longitud con carga mínima sólo la adquirirá una vez montado en el conjunto del que forma parte. Debemos, pues, conocer su longitud L_0.

Razonemos: Si a 131 Kg de carga máxima nuestro resorte debe haberse comprimido 3'23 mm por espira, es evidente que con una carga nula la separación entre dos espiras consecutivas será de 3'23 mm. Con este dato y sabiendo que el diámetro de las espiras es de 7 mm calcularemos el paso del resorte con sólo sumar la separación entre espiras y el diámetro de las mismas. La separación de 3'23 mm es la mínima que podemos considerar; pero si pensamos que esta separación corresponde a la carga máxima, podemos contar con números redondos y decir que, para una carga nula, la separación entre espiras será de 4 mm.

El paso, pues, será de $7 + 4 = 11$ mm, y la longitud L_0 del resorte de 165 mm.

Con estos datos podemos dibujar el plano del resorte, que será el que aparece en la figura 170.

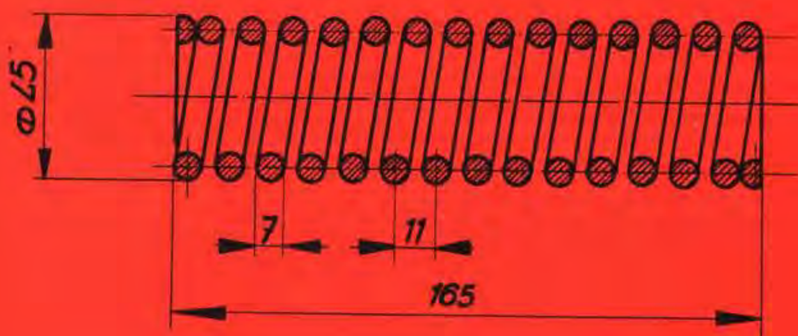


Fig. 170

Este es el plano del resorte a compresión que hemos calculado con la ayuda de las tablas.

Prácticas de dibujo mecánico 4

PROYECTO DE UNA VALVULA DE SEGURIDAD
QUE ES UNA VALVULA DE SEGURIDAD
SUS ELEMENTOS Y FORMA DE FUNCIONAMIENTO

Existen muchos mecanismos que requieren un depósito capaz de soportar una presión más o menos elevada. Por poco que forcemos la memoria, nos vienen a la mente nombres como el de la caldera de vapor, frenos hidráulicos, compresor de aire, etc., etc.

En todo mecanismo que funciona con circuito hidráulico (máquina de vapor, por ejemplo) o con circuito neumático (compresor de aire, pongamos por caso) u oleoneumático (que funciona con circuito de aceite), es imprescindible la colocación de válvulas de seguridad.

Consideremos el ejemplo clásico de un compresor de aire. Este mecanismo, en esencia, consta de una bomba, accionada por un motor, que introduce el aire de la atmósfera en un recipiente preparado al efecto, donde se almacena, por decirlo así. Se comprende que el primer contingente de aire que penetre en el depósito del compresor lo hará libremente, puesto que no encontrará una presión considerable. Pero a medida que la cantidad de aire sea mayor, al no poder expandirse, puesto que el volumen del depósito es siempre el mismo, evidentemente aumentará la presión del aire sobre sus paredes, puesto que la tendencia natural de todo gas es la de ocupar el máximo volumen posible. Si la bomba del compresor no para de funcionar, llegará un momento en que el depósito será incapaz de resistir la presión a que le somete el aire introducido en él. En este momento se producirá un estallido.

Para evitar que estalle el depósito de un compresor, existen dos soluciones:

No introducir en el depósito más aire del que pueda soportar, parando el compresor.

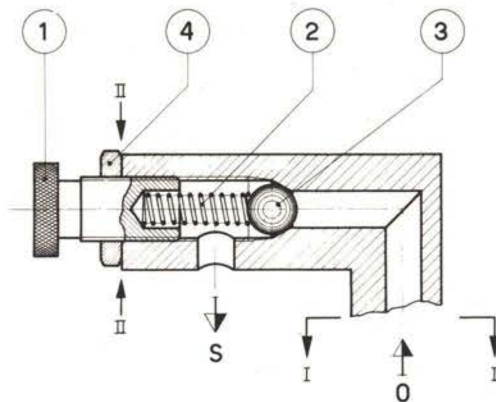
Instalar una válvula de seguridad... que es lo que se hace.

Nos ocuparemos de esta válvula de seguridad, que lo mismo puede servir para un compresor que para cualquier otro recipiente que deba contener un flúido a presión.

La misión de una válvula de seguridad consiste en no permitir que en el depósito a que se ha acoplado pueda existir una presión superior a la máxima para la que ha sido calculado. Si el depósito, por ejemplo, puede soportar una presión máxima de 8 Kg por cm^2, en cuanto esta presión sobrepase este valor, se abrirá la válvula de seguridad dejando escapar la cantidad de aire (o del flúido que sea) necesaria para restituir la presión al máximo de los 8 Kg/cm^2.

El plano SMC-4361 es el conjunto de un cuerpo de válvula visto en sección. Se trata de una pieza de hierro atravesada por un orificio O. En el plano, el cuerpo de válvula está representado en parte. La parte I - I por la que va adosado el cuerpo del depósito, no la hemos representado.

El aire del depósito sale por el orificio O según indica la dirección de la flecha. Atraviesa el cuerpo de la válvula y sale, cuando está abierta, por el orificio S. Se comprende que la válvula estará abierta cuando la bola 3 quede separada del extremo superior del conducto O. La bola que obtura la salida queda en posición de cierre gracias a la presión que el muelle 2 ejerce sobre ella.



Cantidad	Denominación y observaciones	Marca	Material y dimensiones	Peso	Modelo
1	Contratuerca	4	Ac. F-4		
1	Tope de bola	3	Ac. F-4		
1	Resorte	2	Ac. E-6		
1	Tapón regulador de presión	1	Ac. F-4		

	Fecha	Nombre	
Dibujado			EOLO, S.L.
Comprob.			
id. s. norm.			

Escala		
1:1	Cuerpo de válvula (Corte)	SMC 4361
		Substituye a.
		Substituido por.

Plano de conjunto de un cuerpo de válvula que actúa por un resorte a compresión.

Fig. 171

Si en el conducto O no hay presión alguna, el resorte aprieta la bola contra su salida cerrando el paso. Cuando la presión existente en el depósito (y por consiguiente en el conducto O) es inferior a la presión que ejerce el muelle contra la bola, seguirá cerrada la salida del aire; pero en cuanto la presión del depósito sea superior a la que ejerce el resorte, es evidente que la fuerza que actuará sobre la bola se transmitirá al muelle, con lo cual éste se contraerá. La bola se separará del orificio de salida y el aire podrá escapar por la abertura S.

Después de estas consideraciones es fácil comprender el procedimiento de regulación de esta válvula. Se tratará de calcular un resorte helicoidal a compresión capaz de resistir una presión máxima igual a la que podemos permitir en el depósito del compresor. Mientras sobre la bola no exista esta presión máxima, el muelle seguirá apretándola contra el ori-

ficio. Pero por poco aumento que haya experimentado la presión, el muelle cederá.

La forma de montar esta válvula es por demás sencilla. Se introduce primero la bola, luego el muelle y a continuación el tapón 1, que va atornillado en el cuerpo de la válvula.

A medida que vamos atornillando este tapón se comprime el resorte acortando su longitud y, por ende, aumentando la presión que ejerce sobre la bola. Este tornillo, pues, puede actuar a modo de un regulador de presión, puesto que si deseamos que la válvula se dispare a una presión superior a la calculada en principio, bastará atornillar más el tapón 1. Viceversa: si deseamos disminuir la presión máxima a la que deberá verse sometido el depósito, destornillaremos el tapón. Al restar presión sobre la bola, el muelle cederá antes. Esta regulación, empero, se mueve sólo dentro de límites reducidos.

Observamos finalmente la última pieza de esta válvula: la contratuerca 4. No es más que una tuerca vulgar y corriente cuya misión es la de fijar completamente — blocar, como se dice en el lenguaje de taller — la posciión del tapón 1. Si no existiese esta tuerca, la válvula, en principio, funcionaría exactamente igual; pero ocurriría que la presión continua del resorte sobre el tapón acabaría por desenroscarlo.

La tuerca 4, pues, no hace más que apretar el tapón contra el cuerpo de la válvula.

CALCULO DEL RESORTE DE LA VALVULA

Lo primero que debemos conocer es la presión máxima para la que el resorte debe ser capaz.

Supongamos que el depósito del compresor debe resistir una presión máxima de 6 Kg/cm². Es lo mismo que decir que sobre la bola de la válvula debe actuar una fuerza de 6 Kg por cada cm² de sección. Esta sección será la correspondiente al conducto O, puesto que sólo sobre ella actuará el aire a presión. La presión del aire, pues, actúa sobre la sección rayada que representamos en el gráfico 172. Esta sección es la que cierra la bola y vale, como sabemos por geometría, lo siguiente:

$$s = \pi r^2 = 3'14 \times 5^2 = 78'5 \text{ mm}^2 = 0'785 \text{ cm}^2$$

Hemos dicho que sobre cada cm² de sección debe actuar una presión máxima de 6 Kg. Por tanto, sobre los 0'785 cm² tendremos una presión máxima de:

$$p = 0'785 \times 6 = 4'71 \text{ Kg}$$

Por tanto, debemos proyectar un resorte apto para la válvula que resista sin comprimirse una presión de 4'71 Kg. A partir de este valor, el muelle debe empezar a comprimirse dejando salir el aire del depósito.

En el plano de conjunto de la válvula vemos que, una vez montado, el resorte debe tener una longitud de 30 mm. Deberemos tomar, pues, un resorte de longitud mayor que 30 mm, de modo que una vez ajustado a esta longitud resista un máximo de 4'71 Kg sin acortarse.

El diámetro de este resorte deberá ser el del taladro interior que lleva el tapón de la válvula. Este taladro, si tomamos su medida sobre el plano, vemos que tiene un diámetro de 10 mm, que será también el diámetro exterior del resorte.



Fig. 172

En la tabla de cálculo para resortes helicoidales buscamos el resorte que teniendo un diámetro exterior de 10 mm resista una carga de 4'71 Kg. Vemos que con un diámetro de alambre de 1 mm no alcanzamos la presión necesaria. Debemos tomar un diámetro de alambre de 1'5 mm, con lo cual la tabla nos dice que el resorte será capaz para una carga de 6'24 Kg. La tabla nos da además, otro dato: 0'81 mm de flecha por espira, cuando la carga es de 6'24 Kg.

El último dato nos sirve para calcular la flecha por espira cuando la carga alcanza sólo los 4'71 Kg.

$$f = \frac{0'81 \times 4'71}{6'24} = 0'61 \text{ mm}$$

El resorte, una vez montado, debe quedar a una longitud de 30 mm, y su paso dependerá del número de espiras que determinemos. En nuestro caso no hay nada que nos obligue a calcular un número determinado de espiras. Hagamos, por ejemplo, que sea un resorte de 10 espiras. Con ello, tendremos que, una vez montado, el resorte tendrá un paso de 30 : 10 = 3 mm.

Sabemos que la flecha por espira, para los 4'71 Kg, es de 0'61 mm; por lo tanto la longitud del resorte, sin montar, o sea cuando está libre de presiones, será de 30 mm, más 0'61 mm de flecha multiplicado por las 10 espiras:

$$L = 30 + (0'61 \times 10) = 30 + 6'1 = 36'1 \text{ mm.}$$

Ya tenemos todos los datos para dibujar el resorte:

Diámetro exterior	10 mm
Diámetro del alambre	1'5 mm
Longitud total libre	36'1 mm
Número de espiras	10
Paso por espira	3'61 mm (36'1 : 10)

Quedamos en que nuestro resorte debe tener una longitud libre de 36'1 mm. Cuando lo montemos, iremos apretando el tornillo de la válvula hasta que la longitud del muelle quede reducida a 30 mm. Cuando lleguemos a esta longitud, el resorte se habrá acortado 6'1 mm, lo que es lo mismo que decir que habrá sufrido una flecha de 6'1 : 10 = 0'61 mm.

Para esta flecha, el resorte puede aguantar una presión de 4'71 Kg... que es lo que tratábamos de conseguir. En cuanto aumente la presión aumentará la flecha por espira, se reducirá la longitud del resorte retrocediendo la bola, permitiendo que escape el aire del depósito del compresor, hasta que la presión interior vuelva a ser como máximo de 4'71 Kg.

PLANOS DE DESPIECE

Terminamos dando los cuatro planos de despiece correspondientes a este cuerpo de válvula que hemos estudiado. En el plano de conjunto SMC-4361 aparece la lista de despiece, consistente en cuatro piezas cuyos planos correspondientes serán:

SMC-4361-1	. . . .	Tapón regulador de presión
SMC-4361-2	. . . .	Resorte
SMC-4361-3	. . . .	Tope de bola
SMC-4361-4	. . . .	Contratuerca

Vea a continuación los cuatro planos citados:

PLANO DEL TAPON REGULADOR
Se ha efectuado un corte para demostrar sus medidas interiores.
La rosca es métrica de 18, con paso de rosca de 1'5 mm

Fig. 173

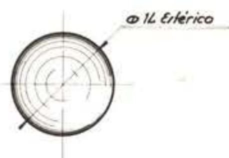
PLANO DEL RESORTE
Observe la aparición del cajetín especial para anotar las características del resorte.

Espiras libres	10
Paso por espira	3,61
Diámetro del hilo	1,5
Diámetro del resorte	10
Longitud libre del resorte	36,1

Fig. 174

PLANO DE LA BOLA

Este plano podría omitirse dada su nula complicación. Indicando en el plano de conjunto el material y el diámetro, es suficiente.

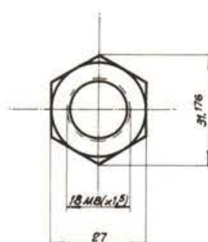


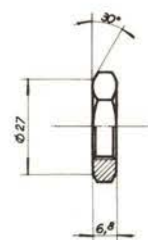
	Fecha	Nombre		
Dibujado				EOLO, S. L.
Comprob.				
Id. s. norm.				
Escala 2:1	Bola			SMC-4361-3
				Substituye a
				Substituido por

Fig. 175

PLANO DE LA CONTRATUERCA

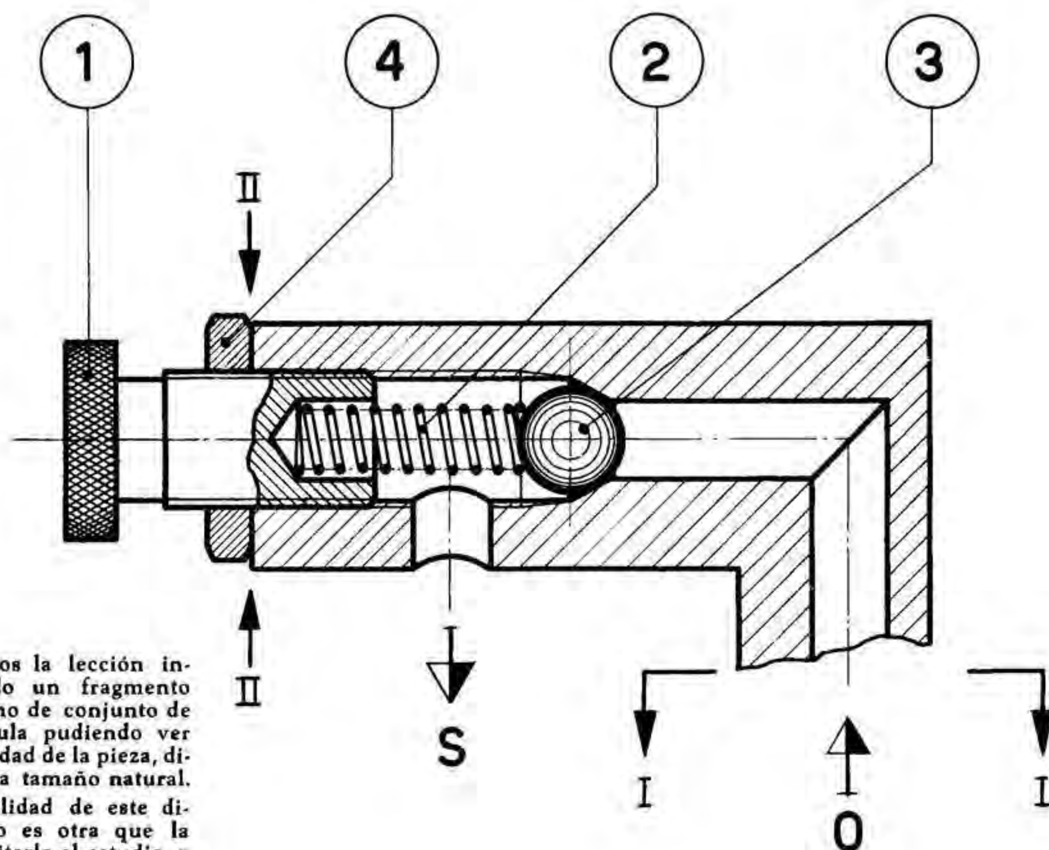
Su rosca debe ser igual a la empleada en el tapón y cuerpo de válvula.





	Fecha	Nombre		
Dibujado				EOLO. S.L.
Comprob.				
Id. s. norm.				
Escala: 1:1	CONTRA-TUERCA			SMC-4361-4
				Substituye a
				Substituido por

Fig. 176



Cerramos la lección incluyendo un fragmento del plano de conjunto de la válvula pudiendo ver la totalidad de la pieza, dibujada a tamaño natural.

La finalidad de este dibujo no es otra que la de facilitarle el estudio y comprensión del plano y su despiece.

DM } 20
DG }

Proyectar es fácil



5

AFHA

MECANICA

Lección 5
ELEMENTOS DE MAQUINAS

Cojinetes
Tipos y características
Cálculo de cojinetes

Lección 5
TECNICA INDUSTRIAL

Soldadura
Representaciones gráficas de soldaduras

Lección 5
PRACTICAS DE DIBUJO

Plano con casquillos y rodamientos

Lección 3
AMPLIACION DE FISICA

Diagramas de momentos flectores

ELEMENTOS de MAQUINAS 5

COJINETES
COJINETES DE FRICCION
COJINETES DE BOLAS
COJINETES DE RODILLOS Y DE AGUJAS

La fricción entre dos piezas en movimiento, o entre una fija y otra en movimiento, es una circunstancia inevitable cuya expresión más genuina hallamos en el caso de un eje en rotación que se acopla al taladro practicado en el soporte (bancada, muro, techo, etc.) sobre el cual revoluciona.

La fricción entre eje y taladro resulta ciertamente inevitable; pero es posible reducirla a un mínimo deseable siempre que entre eje y taladro se interponga un elemento especial, cuya misión sea mitigar la fricción.

Estos órganos o elementos que facilitan el movimiento entre un eje (parte móvil) y su soporte (parte fija) reciben el nombre de COJINETES.

Los cojinetes pueden ser divididos en cuatro familias o grupos:

a) Cojinetes de fricción.
b) Cojinetes de bolas.
c) Cojinetes de rodillos.
d) Cojinetes de agujas.


Estructura del más popular de los cojinetes: el cojinete de bolas.

COJINETES DE FRICCION

Vamos a estudiar las características de cada uno de estos grupos, en cuanto concierne a su estructura y forma propia de trabajar.

Como su nombre indica, estos cojinetes no reducen la superficie de fricción, pero reducen su intensidad, debido a la naturaleza del material, a su perfecto ajuste y a su impecable mecanizado.

Estos cojinetes, que en el lenguaje de taller se conocen con el nombre de CASQUILLOS, no son otra cosa que un tubo cuyo diámetro interior ajusta con el eje mediante un acoplamiento móvil y cuyo diámetro exterior se acopla de forma estable con el taladro del sopoŕte.

Los casquillos deben presentar, junto a la necesaria resistencia mecánica con bajo coeficiente de rozamiento, una dureza superficial inferior a la del eje o árbol que en él se aloja. A estas características responden los bronces antifricción y los metales blancos.

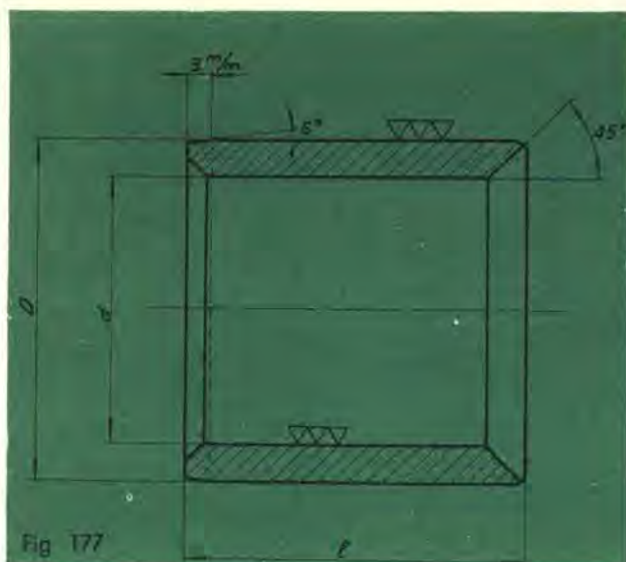


Fig 177

La figura 177 representa el corte de un cojinete de fricción. Advierta una característica de forma que debe respetarse cuando se trata de proyectar uno de estos elementos de máquinas. Nos referimos a los chaflanes a 45° que aparecen en ambos extremos y al chaflán exterior a 5° que sólo encontramos en el límite izquierdo de nuestra representación gráfica.

¿Razón de estos chaflanes?... Simplemente, facilitar la entrada del cojinete en el taladro del soporte (chaflán de 5°) y la entrada del eje en el interior del casquillo (chaflanes de 45°).

Los casquillos de fricción se rectifican interior y exteriormente. Vea la indicación de este pormenor: los tres triángulos invertidos. Advierta que las superficies a que se refieren deben tener un acabado muy fino.

RANURA DE ENGRASE



Casquillo de fricción seccionado para mostrar su ranura de engrase.

Lo que determina la supresión parcial del roce es la naturaleza del material del cojinete y su perfecto mecanizado. Pero, además, entre cojinete y eje se interpone una película de aceite u otro lubricante que suaviza considerablemente la fricción.

Para poder introducir el aceite en el interior del casquillo, se le practican unas ranuras especiales (llamadas ranuras de engrase) que quedan comunicadas con la periferia del cojinete por medio de un simple taladro. En este taladro se introduce el aceite, que por sí solo se reparte por toda la superficie de fricción. Estas ranuras se practican longitudinalmente al cuerpo del cojinete y se sitúan en la zona menos cargada, o sea en aquella zona donde el eje no ejerce presión directa.

Para rodamientos que actúan con cargas y velocidades normales, basta un sola ranura de engrase situada en la zona indicada. Sin embargo, cuando los casquillos de fricción se ven sometidos a grandes esfuerzos o cuando la velocidad de giro del eje es poco considerable, conviene añadir una nueva ranura (ésta sin comunicación al exterior) en la parte de mayor presión, que actúa a modo de reserva de aceite. Esta segunda ranura asegura la permanencia del lubricante en el punto vital del casquillo.



Fig. 178

En los casquillos de dos piezas las ranuras de engrase y de reserva se practican formando parte de las juntas.

Cuando los casquillos se fabrican de dos piezas, las ranuras de engrase y de reserva se unen formando parte de las juntas. Vea la figura 178.

En los casos en que la presión ejercida por el árbol (nombre que también se da a un eje) esté dirigida hacia arriba, la ranura de reserva se practicará en la parte superior, pasando la ranura de engrase a ocupar la parte inferior del cojinete, que en este caso será la de menor fricción.

DIMENSIONADO DE LAS RANURAS DE ENGRASE

Una ranura de engrase tiene unas cotas características que están en función del diámetro interior del casquillo. Las figuras 179 y 180 representan respectivamente parte de la sección diametral de un casquillo y parte de su sección longitudinal. Puede advertirse su forma especial y las cotas a considerar para su correcta representación gráfica. Para mayor claridad, añadimos una representación axonométrica de parte de un casquillo de una sola pieza, donde se aprecia su ranura de engrase.

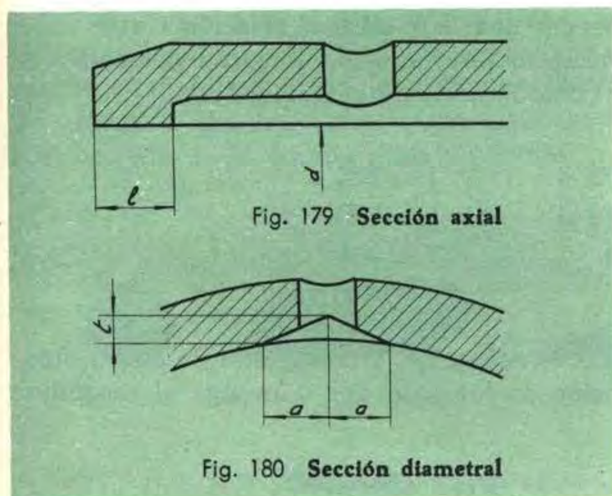


Fig. 179 **Sección axial**

Fig. 180 **Sección diametral**

Proyección cónica de una ranura de engrase seccionada.



La cota *a* es la mitad de la anchura de la ranura en el sentido del eje. La cota *t* es la altura comprendida entre la pared interior del casquillo y la arista de la ranura. La cota *l* es la distancia que debe quedar entre los límites longitudinales de la ranura y el plano anterior o posterior del casquillo.

Las dimensiones de estas cotas vienen dadas por la siguiente tabla, calculada para diámetros interiores de 40 a 110 mm.

TABLA PARA DIMENSIONAR LAS RANURAS DE ENGRASE EN CASQUILLOS DE FRICCION

Diámetro interior del casquillo d en mm.	a En milímetros	l En milímetros	t En milímetros
Hasta 40 mm.	2	3	0'5
de 40 a 60	3	4	1
de 60 a 80	4'5	5	1'5
de 80 a 90	6	6	2
de 90 a 110	7	8	2'5

No todos los diámetros son recomendables, sino que, por diversas razones técnicas que no viene al caso enumerar, se recomiendan, para casquillos de fricción, los diámetros siguientes (en mm):

8	**9**	**10**	**11**	**12**	**14**	**16**	**18**	**20**	**22**
25	**28**	**32**	**36**	**40**	**45**	**50**	**56**	**63**	**70**
80	**90**	**100**							

Y de acuerdo con estos diámetros se calculará la longitud *l* del cojinete, longitud que debe guardar una determinada relación con el diámetro escogido. Dado un diámetro interior *d*, la longitud del cojinete podrá determinarse por una cualquiera de estas igualdades:

l = 0'5 d	**l = 1'25 d**
l = 0'8 d	**l = 1'6 d**
l = d	**l = 2 d**

Cualquiera de estos valores es aceptable, y la elección de uno u otro dependerá sólo de la dimensión en longitud que convenga al casquillo a proyectar.

Montaje de un cojinete de bolas. Advierta el taladro de engrase por el que penetra el lubricante que baña la totalidad del rodamiento.





COJINETES DE BOLAS, DE RODILLOS Y DE AGUJAS

El cojinete es, quizás, uno de los elementos de màquinas más populares, más conocidos por la gente. Estoy por afirmar que su forma y características generales no le son desconocidas.

Un cojinete de bolas consiste en dos anillos concéntricos, uno de los cuales queda fuertemente sujeto a la parte móvil y el otro al soporte fijo. El espacio libre que queda entre los dos anillos está ocupado por una serie de bolas de acero especial, que mantienen invariable la posición entre dos coronas circulares al mismo tiempo que permiten el giro de una de ellas mientras la otra permanece fija.

La parte fija del cojinete puede ser la interior o la exterior, puesto que todo depende de si la parte móvil es o no el eje.

La ventaja de estos cojinetes, en comparación con los casquillos, estriba en que reemplazan las fricciones de rozamiento por una fricción de rodadura, donde por la forma esférica de las bolas los puntos de roce se reducen al mínimo (dos por bola).



1. Soporte fijo y eje giratorio.
2. Eje fijo y soporte giratorio.



Bola, rodillo y aguja para rodamiento

Si bien los cojinetes de bolas permiten un amplio margen de empleo (pueden soportar cargas realmente notables), se sigue la tendencia de sustituir las bolas por rodillos cuando los cojinetes se calculan para grandes esfuerzos.

Tanto las bolas como los rodillos no quedan sueltos en el rodamiento, sino que se mantienen a distancias fijas gracias a unas armaduras, llamadas *jaulas* o *cajas*, que impiden su desplazamiento relativo entre las dos coronas del cojinete.

Cuando los rodillos de un cojinete adquieren una longitud muy superior a su diámetro se habla de cojinetes de agujas.

El nombre de cojinete se sustituye muchas veces por el más familiar de RODAMIENTO.



En el caso 1 la parte móvil corresponderá a la corona B donde ajusta el eje. En el caso 2, la corona B será la fija, siendo la A la que corresponda a la parte móvil.

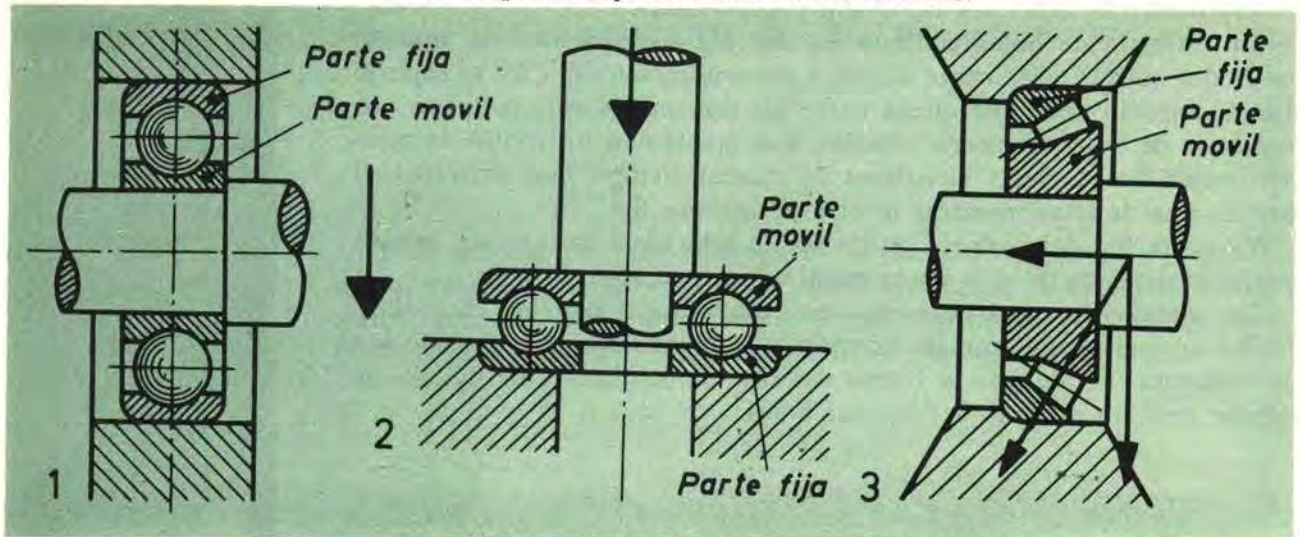
LOS RODAMIENTOS SEGUN SUS CONDICIONES DE TRABAJO

Un rodamiento puede quedar sometido a dos tipos fundamentales de esfuerzos, debidos a la forma de trabajar del eje cuya rotación facilitan.

Lo normal es que el eje actúe en posición horizontal, en cuyo caso el cojinete soportará un empuje de arriba abajo (o viceversa) en el sentido de su radio. Son los RODAMIENTOS RADIALES.

También debe considerarse dentro de la normalidad que un eje trabaje en posición que presione el cojinete en el sentido de su eje. Estaremos ante un RODAMIENTO AXIAL.

Puede darse el caso de un rodamiento que reciba al unísono un empuje radial y otro axial. Es decir: el eje, al mismo tiempo que empuja hacia abajo, presiona también en el sentido de su longitud. Para estos casos se emplean cojinetes de rodillos cónicos.



Cojinetes según la dirección de empuje: 1. Radial 2. Axial 3. Mixto.

Así, pues, podemos resumir los distintos tipos de cojinetes en una simple clasificación:



Dentro de los rodamientos de rodillos consideramos incluidos los de agujas, que en realidad son del mismo tipo, pero con los rodillos exageradamente alargados.

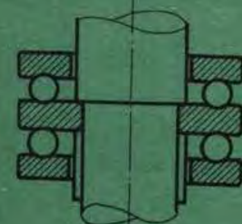
DIVERSOS TIPOS DE RODAMIENTOS DE BOLAS

Actualmente apenas se concibe un acoplamiento entre un eje en rotación y su soporte sin el correspondiente rodamiento. Este empleo a gran escala hace que los fabricantes hayan estudiado rodamientos de muchos tipos para cubrir al máximo las necesidades especiales que pueden surgir en el proyecto de una máquina.

Nos parece inútil, a la par que prácticamente imposible, dar una lista completa de los rodamientos de bolas que actualmente existen en el mercado. Daremos a conocer seis tipos básicos, que le permitirán encontrar similitudes de forma y condiciones de trabajo en cualquier tipo de cojinete de bolas que presenten a su consideración.

Los seis tipos principales de rodamientos de bolas son:

RODAMIENTOS DE BOLAS

Representación gráfica normalizada DIN	Denominación y aplicaciones usuales
	**Rodamiento rígido de una hilera de bolas.** De uso general, admite grandes velocidades. Ideado para cargas radiales, admite cargas axiales de poca consideración.
	**Rodamiento a bolas de contacto angular** Admite cargas radiales, y también axiales, de considerable importancia, ya que los caminos de rodadura son oblicuos al eje.
	**Rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular** Sus características de trabajo son iguales a los del caso anterior, pero su capacidad de carga radial y axial es muy superior.
	**Rodamiento de bolas a rótula** Se llaman también de alineación automática y permiten que el eje forme un cierto ángulo con el rodamiento. Para cargas radiales y axiales, siempre que sean pequeñas.
	**Rodamiento axial de bolas a simple efecto** Sólo admiten cargas axiales en un solo sentido, permitiendo grandes cargas y grandes velocidades.
	**Rodamiento axial de bolas a doble efecto** Diseñado sólo para empujes axiales, que admite en dos sentidos. Como en el caso anterior, puede soportar grandes empujes a considerable velocidad de giro.

DIVERSOS TIPOS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS

Con los cojinetes de rodillos ocurre exactamente igual que con los de bolas: hay una enorme cantidad de modelos, pero de todos ellos se puede entresacar unos pocos que deben considerarse característicos, por cuanto sus particularidades se repiten en todos los demás con variaciones más o menos perceptibles y justificables.

Citaremos cinco rodamientos distintos, con rodillos cilíndricos, en forma de barrilete, cónicos y de aguja. Los últimos, como ya hemos indicado, los consideramos una modificación de los cojinetes de rodillos.

RODAMIENTOS DE RODILLOS

Representación gráfica normalizada DIN	Denominación y aplicaciones usuales
	Rodamiento de rodillos cilíndricos Sirve sólo para empujes radiales, no permitiendo ningún empuje axial. El eje puede desplazarse longitudinalmente dentro de ciertos límites. Los hay con rodillos guiados en los dos aros, pero aun así no soportan cargas axiales.
	Rodamiento de rodillos cilíndricos a rótula Se emplean para los mismos casos en que se prescribe el mismo tipo de rodamiento a bolas, pero para mayores cargas o para aquellos casos en que el eje debe soportar repetidos golpes.
	Rodamiento de rodillos en barrilete Para empujes radiales en los que pueda acentuarse el desplazamiento angular del eje.
	Rodamiento de rodillos cónicos Son los clásicos rodamientos para soportar empujes mixtos. Cuando van montados por parejas opuestas pueden recibir empujes radiales, axiales o inclinados en cualquier dirección. Son desmontables, de frecuente uso y capaces de soportar grandes cargas.
	Rodamientos de agujas Son rodamientos de rodillos muy alargados, empleados generalmente para obtener centrajes perfectos.

Apendice de elementos de Máquinas 5

CALCULO Y ELECCION DE RODAMIENTO
TABLAS
EJEMPLOS PRACTICOS

Una vez terminado el estudio de este capítulo, usted debe ser capaz de decidir qué rodamiento conviene a un eje según sea su velocidad de giro y la carga que deba soportar. Velocidad y carga son los dos factores que determinan las características mecanicas de un rodamiento; para calcularlo se requieren unos conocimientos previos consistentes en saber qué es la *capacidad de carga de un cojinete*, cuál es su *factor tiempo* y cuál su *factor velocidad.*

A partir del valor de la capacidad de carga podemos determinar el tipo y dimensiones del cojinete teniendo en cuenta el eje a donde debe ir montado así como los espacios libres que la máquina de que se trate disponga para su alojamiento.

Cuando la máquina en cuestión es de nueva planta, es decir, que hay que proyectarla, el problema se reduce considerablemente, pues una vez conocidos los factores determinantes de la misma es fácil ajustar las medidas interdependientes con alguno de los tipos de cojinetes existentes en el mercado y que a la vez éstos puedan cumplir las condiciones exigidas.

El problema se hace mayor cuando lo que se pretende es introducir unas modificaciones a una máquina ya construida, ya sea por cambio de algunas de sus características (como pueden ser, por ejemplo, una mayor velocidad de giro; un cambio en su estructura; un trabajo en diferentes condiciones, etc.) o porque aconseje la adopción de rodamientos en partes que antes carecían de ellos.

En estos casos, dadas las especiales condiciones de actuación, hay que proceder con mucho tiento, ya que indudablemente se nos brindará una diversidad de soluciones todas las cuales no han de ser idóneas ni mucho menos.

Vamos ahora a explicarle, antes de seguir adelante, los tres conceptos que definen un rodamiento, o sea, la capacidad de carga, el factor tiempo y el factor velocidad.

CAPACIDAD DE CARGA DE UN COJINETE. CARGA DINAMICA

Un rodamiento, como toda pieza mecánica, tiene una vida limitada. Pasado un tiempo, durante el cual el cojinete habrá prestado un servicio, llegará para él una verdadera senectud; se habrá gastado y deberá sustituirse por otro. Las causas de este envejecimiento, de este desgaste, son las dos que, según hemos dicho, condicionan su elección: la carga a soportar y la velocidad de giro.

Los fabricantes proyectan cada uno de los tipos de cojinetes de acuerdo con estos dos factores de desgaste; pero es totalmente imposible que en estos cálculos puedan preverse todas y cada una de las condiciones de trabajo que pueden afectar a un determinado rodamiento. El fabricante, cierto, no puede saber si un cojinete de tal o cual tipo deberá girar a 20 o a 200 revoluciones por minuto, como tampoco puede conocer la carga que va a transmitirle el eje a que se acople.

Ante la imposibilidad de conocer las condiciones mecánicas bajo las que trabajará el cojinete y la longevidad que el proyectista pretende conferir al rodamiento, ha debido pensarse en dar unas condiciones mecánicas fijas a partir de las cuales pueda calcularse cada rodamiento según la carga a soportar y la velocidad de giro, y en función también del tiempo que, como mínimo, debe prestar servicio.

Este dato, que condiciona la elección del cojinete, es su CARGA DINÁMICA.

ENTENDEMOS POR CARGA DINÁMICA DE UN RODAMIENTO LA QUE PUEDE APLICÁRSELE SUPONIENDO QUE GIRA A 33 REVOLUCIONES POR MINUTO Y CONTANDO CON UNA VIDA DE 500 HORAS DE FUNCIONAMIENTO.

Es evidente que encontrar un eje que revolucione a la velocidad correspondiente a la carga dinámica es una casualidad que no podemos esperar. Por otra parte, tampoco es normal contentarse con un rodamiento cuya vida sea únicamente 500 horas de funcionamiento.

En resumen: que nos encontramos *siempre* con casos de rodamientos cuya velocidad es mayor o menor que las 33 revoluciones por minuto y cuya vida (léase rendimiento) debe ser superior a las 500 horas de funcionamiento.

Lo que necesitamos es la capacidad de carga del rodamiento, o carga que deberá soportar el cojinete, que está íntimamente relacionada con su carga dinámica y con lo que se conoce por FACTOR VELOCIDAD y FACTOR TIEMPO.

La fórmula que da la capacidad de carga de un rodamiento, en función de su carga dinámica y de sus factores de tiempo y de velocidad, es la siguiente:

$$C_q = \frac{Q_d \times K_n}{K_t}$$

En la cual es:

C_q = capacidad de carga
Q_d = carga dinámica
K_n = factor velocidad
K_t = factor tiempo

De esta fórmula deducimos la que realmente nos interesa, que es la que nos da la carga dinámica si conocemos la capacidad de carga (la

carga que actúa sobre el rodamiento), el factor tiempo y el factor velocidad.

$$Q_d = \frac{C_q \times K_t}{K_n}$$

FACTOR TIEMPO

El factor tiempo es el valor que determina la duración en horas de todo cojinete; según lo cual el factor tiempo de un cojinete cuya capacidad de carga coincidiese con su carga dinámica sería de 500 horas.

Es, ciertamente, una vida muy breve. El eje de una máquina, por ejemplo, que girase únicamente ocho horas diarias, al cabo de 63 días de funcionar habría sobrepasado el límite de su vida, por lo que deberíamos sustituirlo por otro. La vida del cojinete debe prolongarse al máximo... dentro de lo posible.

¿Cuántas horas de vida debe darse a un cojinete?... Esta es la pregunta lógica que se desprende de las anteriores consideraciones, cuya respuesta es distinta según los casos. Si un cojinete de una determinada máquina debe rodar un máximo de diez minutos al día, no habrá ninguna necesidad de calcularlo con un factor tiempo elevado.

Observe cómo últimamente ya no hemos hablado de horas de vida, sino únicamente de factor tiempo, puesto que la capacidad de carga del rodamiento depende de su carga dinámica, del factor tiempo y del factor velocidad, según expresa esta igualdad:

$$C_q = \frac{Q_d \times K_n}{K_t}$$

¿Cuándo se dará el caso de que la capacidad de carga sea igual a la carga dinámica?... Sólo en el caso de contar con un factor tiempo y un factor velocidad iguales a 1, a la unidad. Pero decimos que la carga dinámica de un cojinete es aquella que puede resistir rodando a 33 r.p.m. y con una duración de 500 horas.

Por lo tanto, cuando un cojinete tenga un factor tiempo igual a 1, deberemos entender que su duración es la que corresponde a su carga dinámica, o sea, de 500 horas. Repetimos: UN COJINETE TENDRÁ UN FACTOR TIEMPO IGUAL A LA UNIDAD CUANDO SU VIDA SEA DE 500 HORAS.

Cuando el factor tiempo, por ejemplo, sea 1'5, la vida del cojinete será de 500 × 1'5 = 750 horas. Siempre: LA DURACIÓN EN HORAS DE UN RODAMIENTO SERÁ EL RESULTADO DE MULTIPLICAR SU FACTOR TIEMPO POR 500.

CUADRO DE FACTORES DE TIEMPO EN HORAS

Vida en horas K_t x 500	Aplicaciones usuales
$K_t = 1$	Para instrumentos y aparatos de poco uso, como, por ejemplo, los prototipos de demostración para ferias y exposiciones de poca duración; dispositivos para maniobra en puertas correderas, etc.
$K_t = 1'5$	Cojinetes para motores de aviación.

$K_t = 3$	En máquinas herramientas manuales, en polipastos y grúas de taller y en general en toda clase de máquinas accionadas a mano. También en maquinaria agrícola, en maquinaria para fundiciones, en aparatos electrodomésticos...
$K_t = 3'5$	Tienen este factor tiempo los cojinetes empleados en la maquinaria auxiliar en centrales eléctricas, en equipos de transporte, en fabricaciones continuas, en ascensores y montacargas y máquinas herramientas de poco uso.
$K_t = 4$	Máquinas que deban efectuar un trabajo diario de 8 horas reales. Son máquinas para talleres industriales en general, grúas para trabajos continuos, ventiladores y similares...
$K_t = 5$	Máquinas para 24 horas continuas de trabajo, compresores, bombas, mesas y transportadores de rodillos, elevadores de minas, motores eléctricos en general...
$K_t = 7$	Este factor tiempo es el que se prescribe para cojinetes acoplados a máquinas de gran seguridad con 24 horas diarias de trabajo real, como máquinas en fábricas de papel y celulosa, de centrales de fuerza, de servicios públicos, bombas de minas, bombas para abastecimientos públicos de aguas...

Por poco que estudie la fórmula de la capacidad de carga, comprenderá que el factor tiempo modifica tal capacidad en el caso de que el rodamiento deba tener una vida superior a las 500 horas.

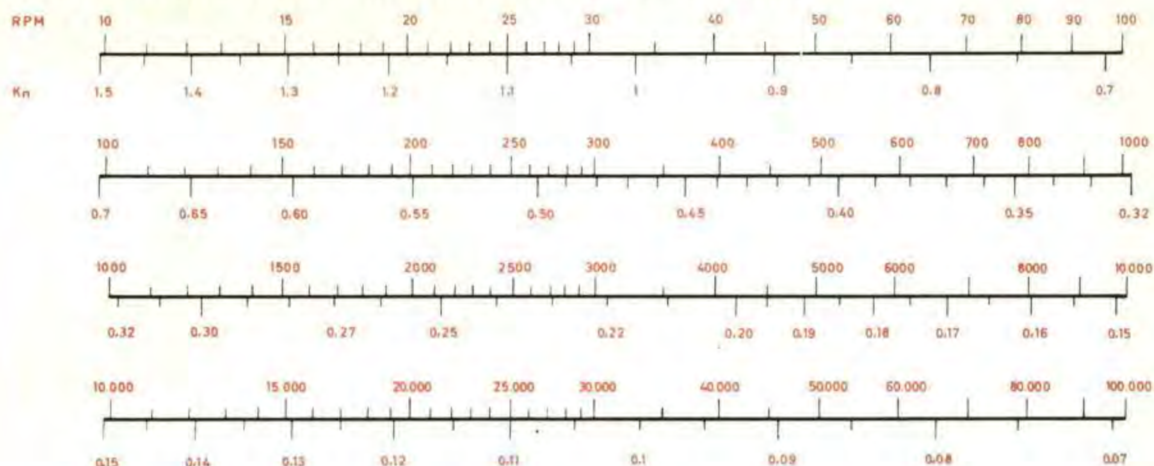
FACTOR VELOCIDAD

Si el factor tiempo modifica la capacidad de carga en función del tiempo de vida del cojinete, el factor velocidad es el que modifica la capacidad de carga del rodamiento en el caso de que su velocidad de giro sea superior o inferior a las 33 r.p.m.

Para que usted conozca el valor del factor velocidad hemos optado por proporcionarle un ábaco en el cual se relacionan las velocidades de giro en revoluciones por minuto y los correspondientes factores velocidad. Observe cómo en este ábaco es muy fácil calcular el factor velocidad partiendo del número de revoluciones por minuto a que gira el eje. Los números superiores son las velocidades (repetimos que en r.p.m.) y los inferiores los factores velocidad correspondientes. Observe que el factor de velocidad 1 corresponde a las 33 r.p.m. establecidas para la carga dinámica.

Este es el ábaco:

ABACO PARA CALCULAR FACTORES DE VELOCIDAD



TABLAS PARA EL CALCULO DE RODAMIENTOS

A continuación insertamos tres tablas para determinar las dimensiones esenciales de cada tipo de cojinete en función de la carga dinámica que pueden soportar.

De esta suerte, podemos en todo momento pronunciarnos por uno u otro tipo, conocidas las características de la máquina a que van destinados y, por ende, de la carga dinámica mínima que requieran.

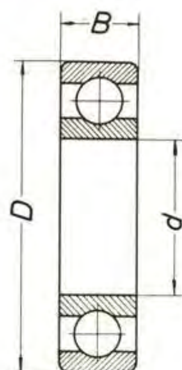
En ocasiones, se ajustan el diámetro de los ejes y espacios necesarios de una máquina en proyecto a las características de un determinado tipo de rodamientos, pero esto no es frecuente, toda vez que disponemos de una gran variedad de modelos (en cuanto a carga y dimensiones) para elegir.

Manejo de las tablas. — En la casilla segunda, se indican el tipo de cada cojinete según la nomenclatura standard, teniendo a su derecha, es decir, en las columnas 3.ª, 4.ª y 5.ª las dimensiones básicas de cada uno de ellos, y a la izquierda, o sea, en la primera columna, bajo la denominación de Qd., la carga en Kilos que pueden soportar.

El ejemplo que exponemos a renglón seguido de estas tablas le orientarán de una manera práctica sobre su búsqueda y elección más acertada.

TABLA I

Rodamientos rígidos de un hilera de bolas



Qd	tipo	d	D	B
40	EL-3	3	10	4
80	EL-4	4	13	5
140	R-4	4	16	5
140	EL-5	5	16	5
216	R-5	5	19	6
216	EL-6	6	19	6
156	EL-7	7	19	6
240	R-7	7	22	7
260	EL-9	9	24	7
340	R-9	9	26	8
340	6000	10	26	8

Qd	tipo	d	D	B
340	6200	10	30	9
655	6300	10	35	11
375	6001	12	28	8
530	6201	12	32	10
800	6301	12	32	9
585	6202	15	35	11
430	6003	17	42	13
440	6003	17	35	10
720	6203	17	40	12
1060	6303	17	47	14
1930	6403	17	62	17
695	6004	20	42	12
980	6204	20	47	14
1250	6304	20	52	15
2600	6404	20	72	19
750	6005	25	47	12
1040	6205	25	52	15
1660	6305	25	62	17
2900	6405	25	80	21
1000	6006	30	55	13
1460	6206	30	62	16
2220	6306	30	72	19
3450	6406	30	90	23
1200	6007	35	62	14
1960	6207	35	72	17
2600	6307	35	80	21
4300	6407	35	100	25
1270	6008	40	68	15
2240	6208	40	80	18
3150	6308	40	90	23
5000	6408	40	110	27
1630	6009	45	75	16
2500	6209	45	85	19
4050	6309	45	100	25
6000	6409	45	120	29
1700	6010	50	80	16
2700	6210	50	90	20
4750	6310	50	110	27
6700	6410	50	130	31
2200	6011	55	90	18
3250	6211	55	100	21
5400	6311	55	120	29
7800	6411	55	140	33
2280	6012	60	95	18
4000	6212	60	110	22
6100	6312	60	130	31
8500	6412	60	150	35
2400	6013	65	100	18
4400	6213	65	120	23
6950	6313	65	140	33
9300	6413	65	160	37
3000	6014	70	110	20
4650	6214	70	125	24

Qd	tipo	d	D	B
3750	6016	80	125	22
5500	6216	80	140	26
9300	6316	80	170	39
13700	6416	80	200	48
3900	6017	85	130	22
6300	6217	85	150	28
10200	6317	85	180	41
14300	6417	85	210	52
4550	6018	90	140	24
7100	6218	90	160	30
11000	6318	90	190	43
15300	6418	90	225	54
4800	6019	95	145	24
8000	6219	95	170	32
12000	6319	95	200	45
4800	6020	100	150	24
9000	6220	100	180	34
13700	6320	100	215	47
5700	6021	105	160	26
9800	6221	105	190	36
14600	6321	105	225	49
6400	6022	110	170	28
10800	6222	110	200	38
16600	6322	110	240	50
6700	6024	120	180	28
11000	6224	120	215	40
16600	6324	120	260	55
8300	6026	130	200	33
12000	6226	130	230	40
18600	6326	130	280	58
8650	6028	140	210	33
12900	6228	140	250	42
20800	6328	140	300	62
9800	6030	150	225	35
13700	6230	150	270	45
22400	6330	150	320	65
11000	6032	160	240	38
14600	6232	160	290	48
12900	6034	170	260	42
17000	6234	170	310	52
14600	6036	180	280	46
18300	6236	180	320	52
15600	6038	190	290	46
20800	6238	190	340	55
17600	6040	200	310	51
22000	6240	200	360	58
7800	6314	70	150	35
11800	6414	70	180	42
3150	6015	75	115	20
5000	6215	75	130	25
8500	6315	75	160	37
12700	6415	75	190	45

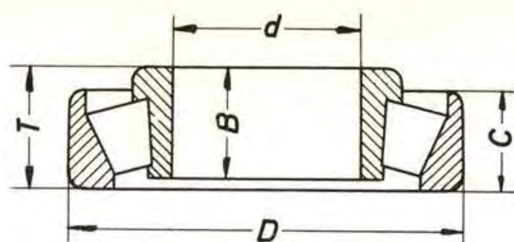
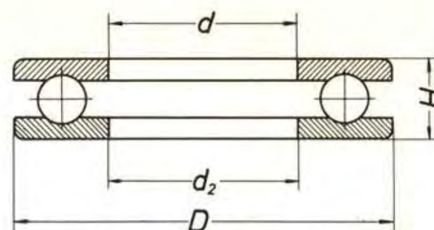


TABLA II
Rodamientos de rodillos cónicos

Qd	tipo	d	D	B	T
1290	30302	15	42	13	14'5
1040	30203	17	40	12	13'5
1630	30303	17	47	14	15'5
1600	30204	20	47	14	15'5
2550	30304	20	52	15	16'5
3000	32304	20	52	21	22'5
1760	30205	25	52	15	16'5
3050	30305	25	62	17	18'5
2500	31305	25	62	17	18'5
4150	32305	25	62	24	25'5
2400	30206	30	62	16	17'5
3250	32206	30	62	20	21'5
3550	30306	30	72	19	21
3150	31306	30	72	19	21
5400	32306	30	72	27	29
3100	30207	35	72	17	18'5
4300	32207	37	72	23	24'5
4750	30307	35	80	21	23
3800	31307	35	80	21	23
6700	32307	35	80	31	33
3600	20208	40	80	18	20
4800	32208	40	80	23	25
5400	30308	40	90	23	25'5
5000	31308	40	90	23	25'5
7800	32308	40	90	33	35'5
4150	30209	45	85	19	21
5200	32209	45	85	23	25
6800	30309	45	100	25	27'5
6400	31309	45	100	25	27'5
9500	32309	45	100	36	38'5
4550	30210	50	90	20	22
5300	32210	50	90	23	25
8000	30310	50	110	27	29'5
7350	31310	50	110	27	29'5
11800	32310	50	110	40	42'5
5600	30211	55	100	21	23
6950	32211	55	100	25	27
9150	30311	55	120	29	32
8300	31311	55	120	29	32
13700	32311	55	120	43	46
6100	30212	60	110	22	24
8300	32212	60	110	28	30
10800	30312	60	130	31	34
10000	31312	60	130	31	34
16000	32312	60	130	46	49
7200	30213	65	120	23	25
10000	32213	65	120	31	33
12500	30313	65	140	33	36'5
11600	31313	65	140	33	36'5
18300	32313	65	140	48	51'5
7800	30214	70	125	24	26'5
10200	32214	70	125	31	33'5
14300	30314	70	150	35	38'5
13700	31314	70	150	35	38'5
20800	32314	70	150	51	54'5
8650	30215	75	130	25	27'5
10800	32215	75	130	31	33'5
16000	30315	75	160	37	40'5
14300	31315	75	160	37	40'5
24000	32315	75	160	55	58'5
9650	30216	80	140	26	28'5
12500	32216	80	140	33	35'5
17600	30316	80	170	39	43
15600	31316	80	170	39	43
27000	32316	80	170	58	62
11400	30217	85	150	28	31
14300	32217	85	150	36	39
20000	30317	85	180	41	45
16600	31317	85	180	41	45
30500	32317	85	180	60	64
12700	30218	90	160	30	33
17300	32218	90	160	40	43
21600	30318	90	190	43	47
18600	31318	90	190	43	47
34500	32318	90	190	64	68
14000	30219	95	170	32	35
19600	32219	95	170	43	46
25500	30319	95	200	45	50
38000	32319	95	200	67	72
16300	30220	100	180	34	37'5
22000	32220	100	180	46	49'5
28000	30320	100	215	47	52
44000	32320	100	215	73	78
18300	30221	105	190	36	39'5
25500	32221	105	190	50	53'5
30500	30321	105	225	49	54
49000	32321	105	225	77	82
20400	30222	110	200	38	41'5
28500	32222	110	200	53	56'5
33500	30322	110	240	50	55
54000	32322	110	240	80	85
22800	30224	120	215	40	44
34000	32224	120	215	58	62
40000	30324	120	260	55	60
62000	32324	120	260	86	91
24500	30226	130	230	40	44'5
41500	32226	130	230	64	68'5
28500	30228	140	250	42	46'5
49000	32228	140	250	68	72'5
32500	30230	150	270	45	50
36500	30232	160	290	48	53
43000	30234	170	310	52	58
3600	30208	40	80	18	20

TABLA III
Rodamientos axiales de bolas a simple efecto



Qd	tipo	d	D	H
570	51100	10	24	9
720	51200	10	26	11
610	51101	12	26	9
780	51201	12	28	11
655	51102	15	28	9
950	51202	15	32	12
720	51103	17	30	9
1000	51203	17	35	12
965	51104	20	35	10
1400	51204	20	40	14
1220	51105	25	42	11
1800	51205	25	47	15
2280	51305	25	52	18
3350	51405	25	60	24
1320	51106	30	47	11
1960	51206	30	53	16
2800	51306	30	60	21
4400	51406	30	70	28
1460	51107	35	53	12
2650	51207	35	62	18
3600	51307	35	68	24
5300	51407	35	80	32
1960	51108	40	60	13
3050	51208	40	68	19
4500	51308	40	78	26
6800	51408	40	90	36
2080	51109	45	65	14
3250	51209	45	73	20
5300	51309	45	85	28
7800	51409	45	100	39
2240	51110	50	70	14
3450	51210	50	78	22
6300	51310	50	95	31
9500	51410	50	110	43
2700	51111	55	78	16
4900	51211	55	90	25
7650	51311	55	105	35

Qd	tipo	d	D	H
10800	51411	55	120	48
3200	51112	60	85	17
5300	51212	60	95	26
8150	51312	60	110	35
12700	51412	60	130	51
3350	51113	65	90	18
5500	51213	65	100	27
8500	51313	65	115	36
14000	51413	65	140	56
3450	51114	70	95	18
5700	51214	70	105	27
9800	51314	70	125	40
15300	51414	70	150	60
3650	51115	75	100	19
5850	51215	75	110	27
11200	51315	75	135	44
17000	51415	75	160	65
3750	51116	80	105	19
6100	51216	80	115	28
11600	51316	80	140	44
18300	51416	80	170	68
3900	51117	85	110	19
7200	51217	85	125	31
13200	51317	85	150	49
19600	51417	85	180	72
5000	51118	90	120	22
8650	51218	90	135	35
13200	51318	90	155	50
21200	51418	90	190	77
6950	51120	100	135	25
10800	51220	100	150	38
15600	51320	100	170	55
26000	51420	100	210	85
7350	51122	110	145	25
11400	51222	110	160	38
18000	51322	110	190	63

EJEMPLO

Vea a la derecha el plano de un rodillo transportador de una correa sinfín. Como puede ver, este rodillo queda apoyado sobre su eje mediante dos rodamientos rígidos de una sola hilera de bolas. Este rodillo trabaja en posición horizontal por lo que la carga que reciben sus rodamientos es una carga radial. Supongamos que la carga que recibe cada rodamiento es de 400 Kg. Esta es, desde luego, la capacidad de carga o C_q que deseamos dar a cada rodamiento.

Veamos ahora qué cojinetes deberemos prescribir en este caso, partiendo de la base de que el rodillo transportador precisa un eje de 20 mm. de diámetro. En cuanto a los diámetros de los tambores que han de ir sobre los rodamientos los ajustaremos en función del cojinete elegido.

Lo primero que debemos hacer será buscar el valor de la carga dinámica del cojinete, cosa que conseguiremos aplicando la fórmula ya conocida por nosotros:

$$Q_d = \frac{C_q \times K_t}{K_n}$$

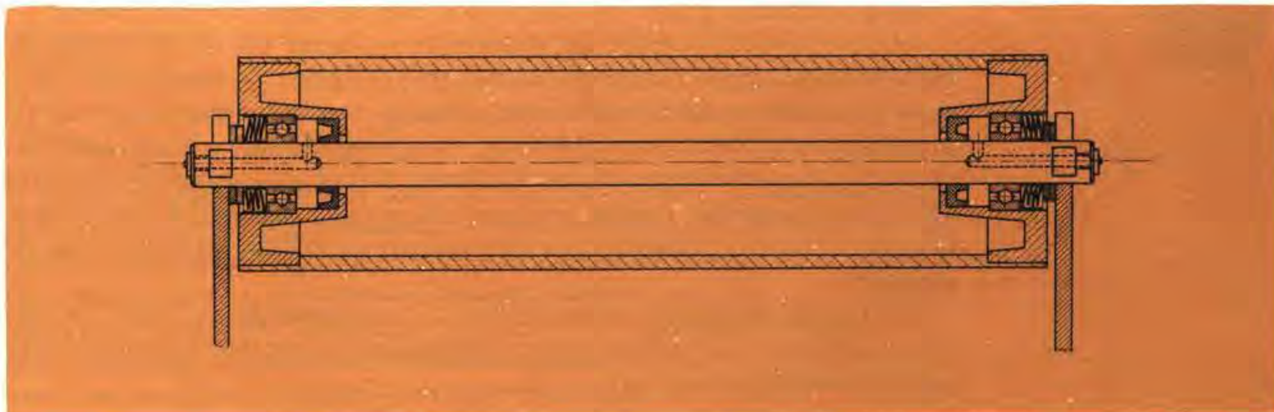
Si buscamos en la tabla de factores tiempo que hemos dado, comprobará que en el caso de un rodillo debemos contar con un factor tiempo igual a 5. Y respecto al factor velocidad, si tenemos en cuenta que nuestro rodillo debe revolucionar a 50 r.p.m. encontraremos en el ábaco de factores velocidad que para 50 r.p.m. el factor velocidad, K_n está entre 0'9 y 0'85. Podemos contar con un factor velocidad igual a 0'87.

Ahora ya podemos aplicar la fórmula de la carga dinámica:

$$Q_d = \frac{C_q \times K_t}{K_n} = \frac{400 \times 5}{0'87} = 2.298$$

Sabiendo ahora que se trata de cojinetes radiales con una sola hilera de bolas, buscaremos en la tabla correspondiente (tabla I) cuál es el cojinete de diámetro d = 20 mm. cuya carga dinámica sea de 2.298 Kg. o inmediatamente superior.

Repasando la tercera columna, la cual nos indica el diámetro d, nos encontramos que hay cuatro tipos de cojinetes de esta medida; pudiendo observar en seguida que los tres primeros soportan cargas inferiores a la antedicha, por cuya causa hemos de desecharlos. Sólo nos sirve, pues, el cuarto, cuya carga dinámica Q_d es de 2.600 Kg. Se trata de un cojinete tipo 6.404 cuyas medidas básicas son 20 ×72 × 19 (que es la forma de indicar las medidas en los cojinetes).



técnica industrial 5

SOLDADURA - SUS TIPOS
PREPARACION DE LOS ELEMENTOS A SOLDAR
REPRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

Los sistemas de unión entre piezas que hasta ahora hemos estudiado requieren un tercer elemento rígido (tornillo-tuerca o roblón) que, atravesando la masa de las piezas a unir y presionándolas con más o menos fuerza, evite su separación.

Pero hay otro sistema de unir dos piezas metálicas de forma indisoluble: la soldadura, que consiste en establecer un puente o zona de metal fundido en el sitio por donde deben unirse las piezas. Este metal fundido aplicado en las zonas a soldar afecta la superficie de soldadura, y una vez enfriado forma cuerpo con las piezas a unir.



Soldador eléctrico normal para soldar pequeñas piezas por aleación.

DIVERSOS TIPOS DE SOLDADURAS

Una soldadura puede efectuarse por dos sistemas fundamentales:

a) Interponiendo entre las superficies a juntar un metal fusible diferente de los que se sueldan. Este metal se aplica en estado de fusión para que una vez solidificado forme cuerpo con las piezas a unir. Es el procedimiento clásico de soldadura, el que se efectúa con un soldador normal y con estaño por metal fundente. Estas soldaduras sirven para unir piezas pequeñas o para unir grandes piezas; y sea cual fuere el metal que forma la soldadura, se conocen con el nombre de soldaduras de aleación.

SE LLAMA SOLDADURA DE ALEACIÓN LA QUE CONSIGUE LA UNIÓN DE DOS PIEZAS MEDIANTE UN TERCER METAL INTERCALADO EN ESTADO DE FUSIÓN ENTRE LAS SUPERFICIES DE JUNTA.

b) Poniendo en contacto las piezas a soldar y provocando su fusión, con lo cual se mezcla el metal fundido en ambas piezas, que una vez enfriado forma un todo homogéneo.

Este sistema, que prescinde del metal de fusión y que une las piezas mezclando su misma sustancia, se conoce por SOLDADURA AUTÓGENA.

Las altas temperaturas necesarias para provocar la fusión de los metales se obtienen por medio de un soplete especial, o bien provocando un arco eléctrico.

Al difundirse el uso del soplete, la denominación de soldadura autógena ha tomado carta de permanencia en el lenguaje normal de los talleres mecánicos, motivando su identificación con la soldadura a soplete. Lo normal es que cuando interviene un soplete se hable de soldadura autógena, aunque muchas veces no se trate de ello en el sentido estricto de la palabra.

Por otra parte, lo normal es que la soldadura por soplete no sea puramente autógena, sino mixta. Además de la fusión de los extremos de las piezas a soldar, se ayuda a su unión empleando una varilla de un metal puro o aleación apropiada, llamado *metal de aportación*, porque su función es la de aportar metal fundido que facilite la unión autógena de las superficies de junta.



En las soldaduras de aleación la unión se consigue por un nuevo metal.

La soldadura autógena une las piezas por fusión de las partes a soldar.

La soldadura mixta actúa al mismo tiempo por una acción autógena y por la adición de un metal de aportación.

EL SOPLETE

La soldadura, autógena o no, requiere temperaturas muy elevadas. Cuando lo soldadura es autógena debe alcanzarse el punto de fusión de los metales a soldar, que en el caso más corriente (hierro) es de unos 1600° C.

También en las soldaduras de aleación se requieren temperaturas elevadas, tanto más cuanto mayor sea la masa de las piezas. En las soldaduras por aleación debe procurarse que el enfriamiento del metal fundido sea lento, lo que se consigue proporcionando una elevada temperatura a las piezas a soldar para evitar que un súbito enfriamiento del metal que constituye la soldadura (circunstancia que comporta una contracción muy brusca) haga imposible la unión entre piezas.

¿Cómo se consiguen las elevadas temperaturas para poder concentrarlas en las partes de las piezas donde realmente interesan?

Se trata de conseguir una llama cuya temperatura sea capaz de fundir los metales a soldar y que, además, resulte de fácil manejo y control. La solución está en el soplete.

Este aparato, de forma y construcción muy simple, se fundamenta en el hecho de que el oxígeno activa la combustión de los cuerpos. En realidad, el fenómeno de la combustión se debe a la combinación química del oxígeno con otra sustancia (madera, carbón, gasolina, gas combustible, etc.); y si en la llama que resulta de la combustión se insufla oxígeno, aumenta el poder calorífico de aquélla porque la combustión se hace más completa y rápida. Son bien conocidos los sopletes de labora-



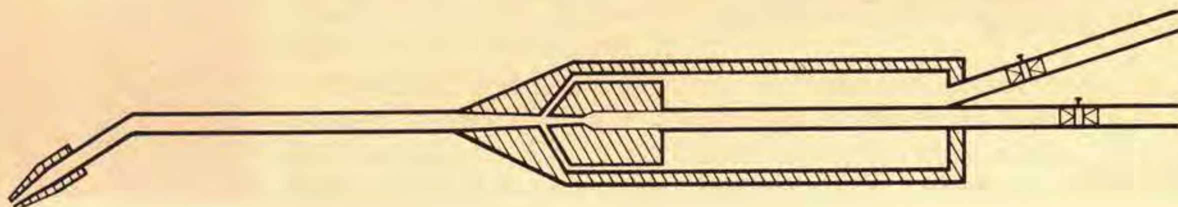
torio consistentes en una boquilla que permite insuflar aire en el interior de la llama de un mechero.

El soplete más empleado para conseguir soldaduras autógenas es el oxia-acetilénico, donde se mezclan a presión el gas de acetileno y el oxígeno. El gas de acetileno, por sí mismo, proporciona una llama de gran poder calorífico, poder que aumenta gracias a la presencia del oxígeno que activa su combustión. Los dos gases llegan al soplete procedentes de sus respectivas botellas y arden a la salida de la boquilla del soplete.

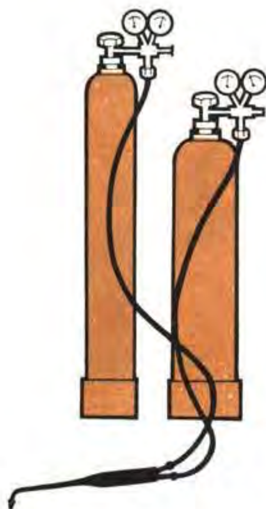
Acción del soplete de laboratorio.



Vista exterior de un soplete oxiacetilénico.



Sección de un soplete oxiacetilénico: 1. Boquilla; 2. Lanza; 3. Depositivo mezclador; 4. Conductor de gas de acetileno; 5. Conductor para oxígeno.



Croquis de la instalación conjunta de soplete oxiacetilénico. 1. Botella de oxígeno; 2. Botella de acetileno.

SOLDADURA ELECTRICA

Cuando los extremos de dos conductores a los que llega una corriente eléctrica de signo contrario se ponen en contacto, salta una chispa; chispa que llega a producirse aun sin necesidad de que los dos conductores se pongan en contacto cuando se trabaja con corriente de elevada tensión. Ante este fenómeno decimos que se ha producido un arco eléctrico.

Tenemos un ejemplo característico en el arco voltaico producido entre dos barras de carbón llamadas electrodos (una de las primeras formas de iluminación eléctrica). Tal arco proporciona una considerable fuente de calor que, debidamente aprovechada, ha dado lugar a la soldadura eléctrica.

En este sistema de soldadura los extremos a unir se funden gracias al calor proporcionado por el arco eléctrico que se hace saltar entre el soldador y las piezas a soldar.

Así como en el arco voltaico la chispa salta entre dos electrodos de la misma sustancia, en el caso de la soldadura eléctrica el arco se provoca entre las piezas a unir y un electrodo formado por el metal de aportación. Vea al respecto el croquis de la figura 181.



Arco eléctrico entre dos barras de carbón.

El calor desprendido por el arco eléctrico produce la fusión del electrodo, que va depositando un *cordón* de soldadura a lo largo de la junta a soldar.

Los electrodos constituidos por el metal de aportación tendrán una u otra naturaleza según la clase de materiales que deban ser soldados. Estos electrodos pueden estar formados única y simplemente por una varilla del metal utilizado en la soldadura, en cuyo caso reciben en nombre de *electrodos desnudos*. También pueden estar formados por la misma varilla, pero recubierta por una envoltura de un fundente adecuado; entonces se llaman *electrodos revestidos*. Finalmente, existe una tercera clase de electrodos: los *electrodos con alma*, formados por una varilla hueca en cuyo interior se aloja el *alma* de material fundente.



Piezas a soldar

Arco eléctrico entre el electrodo del soldador y las piezas a soldar.

El empleo de la soldadura en general, y muy particularmente de la soldadura eléctrica, permite una notable disminución del coste de la fabricación y del peso de la obra respecto a las construcciones remachadas o con tornillos.

PREPARACION DE LOS ELEMENTOS A SOLDAR

Las piezas a soldar requieren una preparación con objeto de que la unión entre ambas ofrezca todas las garantías de seguridad apetecibles en relación con los esfuerzos mecánicos a que pueda verse sometida la soldadura. Tal preparación depende del grueso de los elementos a soldar, de manera que en chapas y barras que no sobrepasen los 5 mm puede practicarse la soldadura sin necesidad de una preparación.

En chapas delgadas sólo debe tenerse en cuenta que la separación entre bordes sea *como mínimo* igual al espesor del cordón de soldadura. Vea la figura 182.

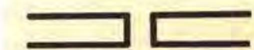


Fig. 182

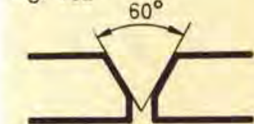


Fig. 183

Cuando deban soldarse espesores comprendidos entre 5 y 20 mm deben biselarse los bordes con un ángulo de 60° como mínimo. (Fig. 183.) También pueden quebrarse las aristas, como demuestra la figura 184.

Para espesores que sobrepasen los 20 mm puede adoptarse la preparación representada en la figura 185.



Fig. 184

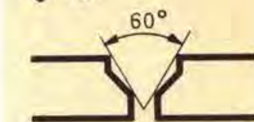


Fig. 185

REPRESENTACION GRAFICA DE LAS SOLDADURAS

Después de estas consideraciones generales sobre la soldadura llegamos a lo más interesante desde el punto de vista de la representación gráfica, que es, desde luego, lo que puede afectar más directamente al delineante proyectista.

Las soldaduras, según la disposición de los elementos a soldar, se dividen en

Soldadura a tope
Soldadura en ángulo o laterales

Las soldaduras a tope se caracterizan por la forma de la sección de sus cordones de soldadura. Según esta sección, pueden distinguirse soldaduras en I, en V, en X, en K y en forma de copa. Se emplea una u otra según sea el espesor de las chapas a soldar.

Estos cordones pueden ser lisos o reforzados, según queden al mismo nivel que las piezas soldadas o bien sobrepasen este nivel.

Como ve, se van perfilando las características formales de las soldaduras, que por lo general se efectúan con cordones en forma de triángulos isósceles cuyo espesor (altura del triángulo) no debe ser inferior a 4 mm en aquellas soldaduras que deban resistir un trabajo (soldaduras de trabajo). Puede afirmarse que, como tipo máximo, el grueso del cordón de soldadura no debe sobrepasar el valor de 0'7 veces el espesor de la chapa más delgada, y sólo en casos obligados debe hacerse un cordón más grueso.

Y ahora vea de forma gráfica los distintos tipos de soldadura que pueden obtenerse combinando las soldaduras a tope con los distintos cordones que de forma general hemos considerado.

SOLDADURA A TOPE

Figura	Representación simbólica		Representación simplificada		Denominación
	Corte	Planta	Corte	Planta	
					Unión en I las dos caras lisas
					Unión en I cara superior reforzada, e inferior lisa
					Unión en I las dos caras reforzadas
					Unión en V cara lisa

Unión en V cara reforzada

Unión en X las dos caras lisas

Unión en X cara superior reforzada e inferior lisa

Unión en X las dos caras reforzadas

Unión en K las dos caras lisas

Unión en K cara superior reforzada e inferior lisa

Unión en K, las dos caras reforzadas

Unión en copa, cara lisa

Unión en copa, cara reforzada

Unión en V de dos chapas de distinto espesor

En cuanto a las soldaduras en ángulo, el problema consiste en unir dos piezas que forman ángulo empleando un cordón de soldadura que, en estos casos, puede ser reforzado, liso o aligerado según forme triángulo abultado en su lado libre, o con los tres lados rectos, o bien con el lado libre comido hacia adentro. Vea los distintos casos en el cuadro de soldaduras en ángulo.

Asimismo existe la posibilidad de formar cordón por un solo lado de la pieza que viene a tope, o en ambos lados, y la posibilidad de que este cordón sea seguido a lo largo de toda la línea de junta o bien formando costura a intervalos. Si se trata de una soldadura de dos cordones, puede darse el caso de que ambos sean continuos, ambos discontinuos o bien uno continuo y otro discontinuo.

Tanta variedad en las soldaduras es el motivo que obliga a emplear unos simbolismos que permitan especificar sin posibilidad de error cuál es el tipo conveniente, dado que en los planos se indica de acuerdo con las normas gráficas que damos en la tabla anterior y en la que sigue.

SOLDADURA EN ANGULO

Figura	Representación simbólica		Representación simplificada		Denominación
	Corte	Planta	Corte	Planta	
					Cordón reforzado seguido por un solo lado
					Cordón liso seguido por un solo lado
					Cordón ligero seguido por un solo lado
					Cordón reforzado seguido por ambos lados
					Cordón reforzado seguido por un lado y reforzado a tramos por el otro

					Cordón reforzado a tramos por ambos lados
	z		z		*Cordón reforzado a tramos por ambos lados en zig zag*
					Cordón en V continuo a un solo lado
					Cordón en V continuo a ambos lados
					Cordón en K
					Cordón angular reforzado en el exterior y ligero en el interior

El proyectista que por circunstancias especiales deba interesarse a fondo por la técnica de las uniones soldadas, encontrará amplia y eficiente bibliografía sobre el tema. Esta bibliografía, empero, se dirige más directamente al técnico en soldadura, al maestro soldador, que el delineante que debe proyectar las estructuras que requieren este tipo de uniones. Los conocimientos necesarios para proceder a la correcta representación gráfica de las uniones soldadas se reducen a las tablas que acabamos de ver, siendo por ello que hemos dicho que tales conocimientos, si bien someros, son suficientes para cumplir con las exigencias que pueden recaer sobre el proyectista.

Estas tablas, téngase presente, son elementos de consulta, no temas que permitan ser retenidos en la memoria, a menos que, por la especialidad a que se dedique el proyectista, tenga una constante necesidad de tales representaciones gráficas.



Prácticas de dibujo mecánico 5

DIBUJO DE UN REDUCTOR DE VELOCIDADES
APLICACION DE CASQUILLOS DE FRICCION Y COJINETES DE BOLAS

Como ejemplo práctico de dibujo perteneciente a esta lección, le proponemos considerar y estudiar el plano de conjunto y algunos de los de despiece de un reductor de velocidades. En este plano hay muchas cosas interesantes que pueden ser — y serán más adelante — motivo de estudio. La aparición de dos engranajes es por sí sola un poderoso motivo para estudiar este plano.

Sin embargo, no es por estos engranajes por lo que hemos decidido insertar en estas páginas el plano que verá al dar la vuelta a la hoja. En este plano aparecen dos casquillos de fricción y dos cojinetes de bolas tipo 7,205, elementos que han sido motivo de estudio en esta lección y que interesa ver en una aplicación práctica. Su localización en el plano de conjunto no va a serle difícil, puesto que vienen numerados y aparecen en la dieta de despiece. Vea cómo se trata de dos cojinetes de una sola hilera de bolas con contacto angular, necesarios en este caso por existir empujes axiales debidos a la forma de trabajar de los dos engranajes. Estos cojinetes o rodamientos soportan el eje de mayor velocidad angular, mientras que el eje *de salida,* o sea, el eje que revoluciona con velocidad angular reducida, lleva cojinetes de fricción, cuya localización en el plano tampoco debe representar ningún problema.

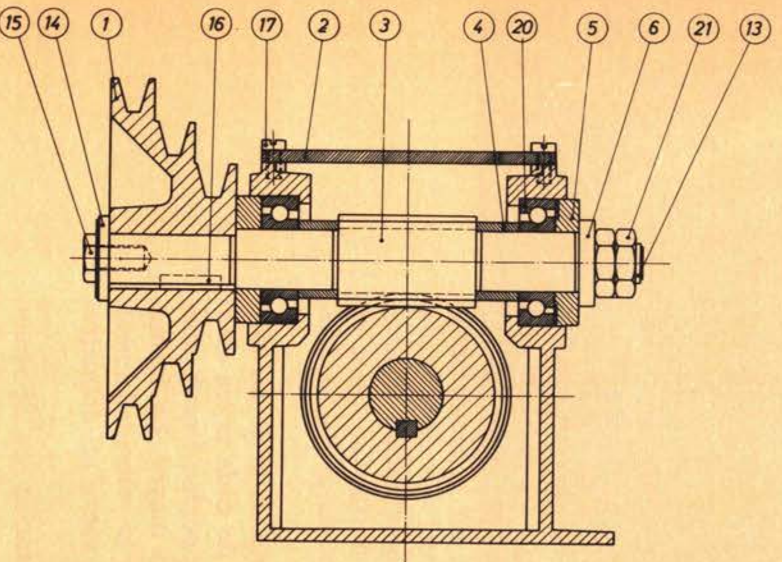
La función de un reductor de velocidad consiste en eso: en reducir la velocidad de giro de un eje llamado *de entrada* a otra velocidad menor obtenida en un eje *de salida.*

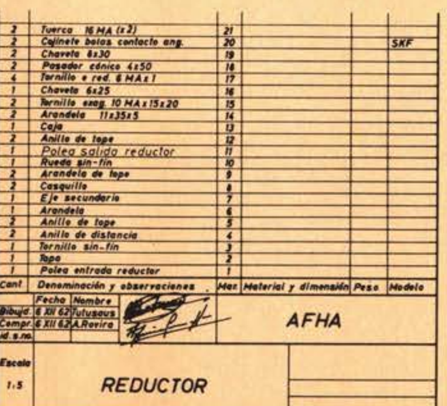
En el caso concreto que nos ocupa, se trata de un reductor muy simple, en el cual la velocidad de giro de la polea del eje de entrada se reduce siete veces en el de salida, gracias a la combinación de dos engranajes especialmente calculados. El engranaje sinfín que lleva el eje primario impulsa la rueda dentada del eje secundario haciéndola girar siete veces más lentamente.

Quizas le llame la atención la forma un tanto complicada de las dos poleas del aparato. Piense que la velocidad angular de cada polea será la misma en todos sus diámetros, pero no así la velocidad lineal, que aumentará a medida que consideramos un diámetro mayor. La forma cónica de estas poleas permite aumentar o disminuir la velocidad lineal de las correas de transmisión, según las coloquemos sobre un diámetro mayor o sobre un diámetro menor.

En cuanto a los planos de despiece, hemos reproducido los de aquellas piezas que de una forma más directa intervienen en el movimiento y que más afectan la acción de los cojinetes.

Vea y estudie visualmente los planos que cierran esta lección.





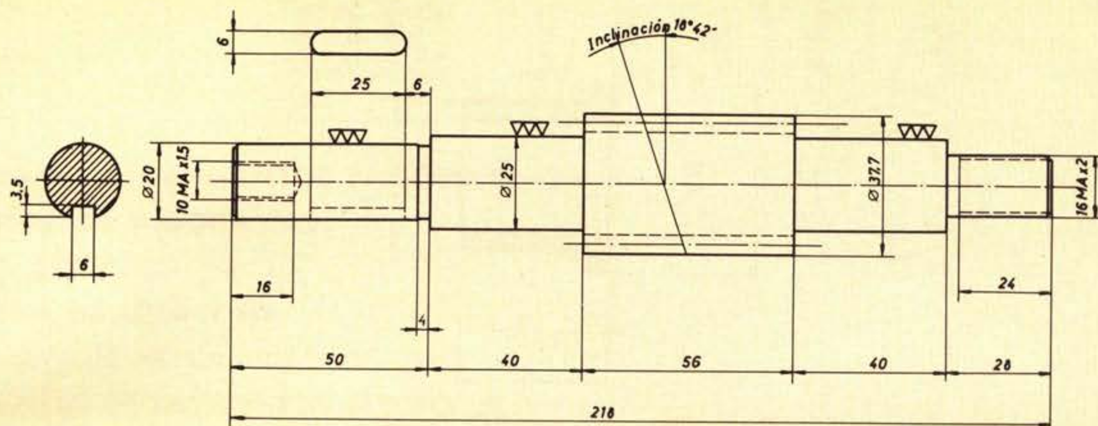
Cant	Denominación y observaciones	Mar.	Material y dimensión	Peso	Modelo
2	Tuerca 16 MA (x 2)	21			
2	Cojinete bolas contacto ang.	20			SKF
2	Chaveta 6x30	19			
2	Pasador cónico 4x50	18			
4	Tornillo e red. 6 MA x 1	17			
1	Chaveta 6x25	16			
2	Tornillo exag. 10 MA x 15 x 20	15			
2	Arandela 11x35x5	14			
1	Caja	13			
2	Anillo de tope	12			
1	Polea salida reductor	11			
1	Rueda sin-fin	10			
2	Arandela de tope	9			
2	Casquillo	8			
1	Eje secundario	7			
1	Arandela	6			
2	Anillo de tope	5			
2	Anillo de distancia	4			
1	Tornillo sin-fin	3			
1	Tapa	2			
1	Polea entrada reductor	1			

	Fecha	Nombre
Dibujo.	6 XII 62	Tutusaus
Compr.	6 XII 62	A.Rovira
id. s. no.		

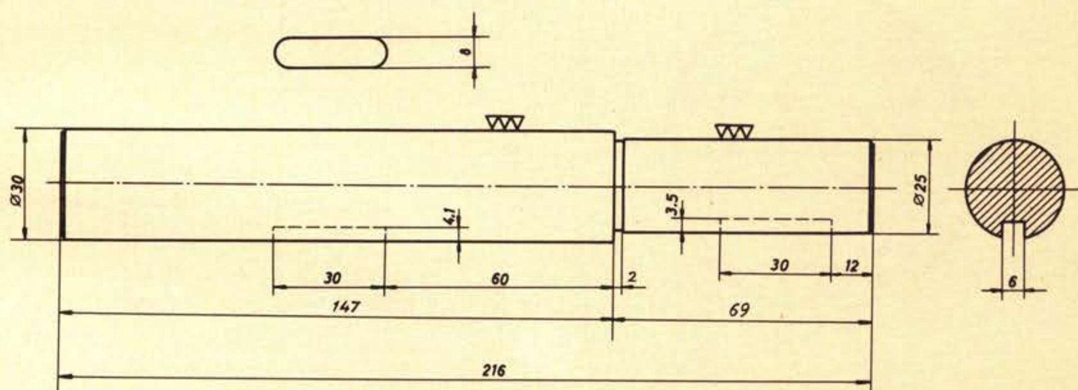
AFHA

Escala 1:5

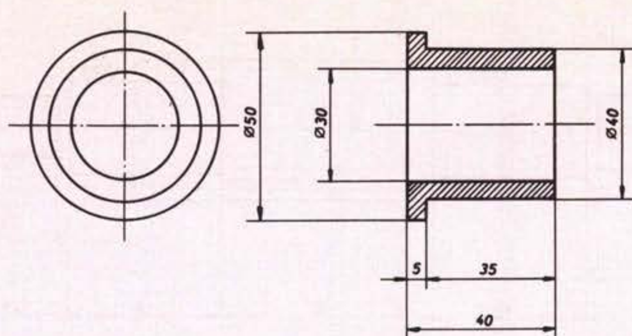
REDUCTOR



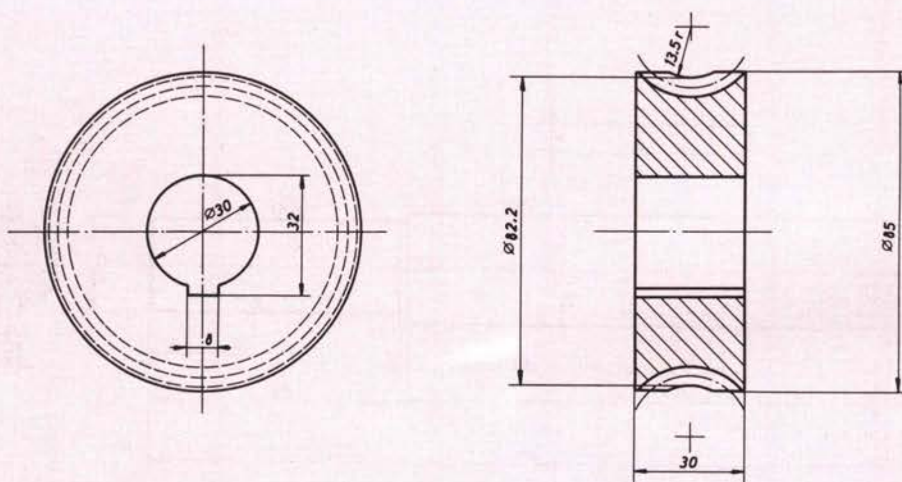
	Fecha	Nombre		AFHA
Dibuja.	6 XII 62	Tutusaus		
Compr.	6 XII 62	A.Rovira		
Escala 1:2	TORNILLO SIN-FIN			



	Fecha	Nombre		AFHA
Dibuj.	6 XII 62	Tutusaus		
Compr.	6 XII 62	A.Rovira		
Escala 1:2	EJE SECUNDARIO			



	Fecha	Nombre		AFHA
Dibuja.	6 XII 62	Tutusaus		
Compr.	6 XII 62	A.Rovira		
Escala				
1:2	CASQUILLO			



	Fecha	Nombre		AFHA
Dibuja.	6 XII 62	Tutusaus		
Compr.	6 XII 62	A.Rovira		
Escala				
1:2	RUEDA DE SIN-FIN			

AMPLIACION DE FISICA 3

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES
TRAZADO DE DIAGRAMAS
CASOS DIVERSOS
ENTREGA DE UNA VIGA
TABLAS PARA EL CALCULO DE VIGA

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

Como se anunció en la lección anterior de Ampliación de Física, vamos a completar los estudios que deben llevarnos al cálculo total y definitivo de una viga. Es muy poco lo que nos falta para encontrarnos en condiciones de determinar el tipo de viga que requiere cada caso concreto que se nos pueda plantear. Falta poco; pero lo que falta tiene una importancia capital. Le pedimos que emprenda esta última etapa con el ánimo dispuesto a ganar la batalla.

Sabemos que en toda viga existe un momento flector para cada una de sus secciones, cuyo valor en metros-kilos podemos conocer gracias a las fórmulas que hemos estudiado. Lo que ahora nos proponemos no es otra cosa que encontrar un diagrama que permita encontrar directamente el valor del momento flector en cualquier sección de la viga sin necesidad de recurrir a la fórmula correspondiente. Vamos a conseguirlo operando con un caso concreto que nos indicará la mecánica a seguir en todos los casos que puedan presentársenos.

Supongamos la viga de la figura 186 de la que consideramos los momentos flectores para las secciones 1, 2, 3, 4 y 5. Digamos, por ejemplo, que una vez efectuados los cálculos obtenemos los siguientes valores para cada uno de los momentos considerados:

M° flector en $1 = M_1 = 35$ m/Kg
M° flector en $2 = M_2 = 49$ m/Kg
M° flector en $3 = M_3 = 56$ m/Kg
M° flector en $4 = M_4 = 49$ m/Kg
M° flector en $5 = M_5 = 35$ m/Kg

Observe cómo los valores se repiten por encima y por debajo del valor central (momento flector máximo), como lógicamente debe suceder, puesto que hemos tomado secciones dispuestas en simetría respecto a la 3 y uniformemente repartidas.

El diagrama que nos proponemos obtener será (como todo diagrama) una línea que dé las variaciones del momento flector en todos los puntos de la viga. Los momentos encontrados deben tener su representación gráfica en forma de recta, puesto que son cantidades cons-

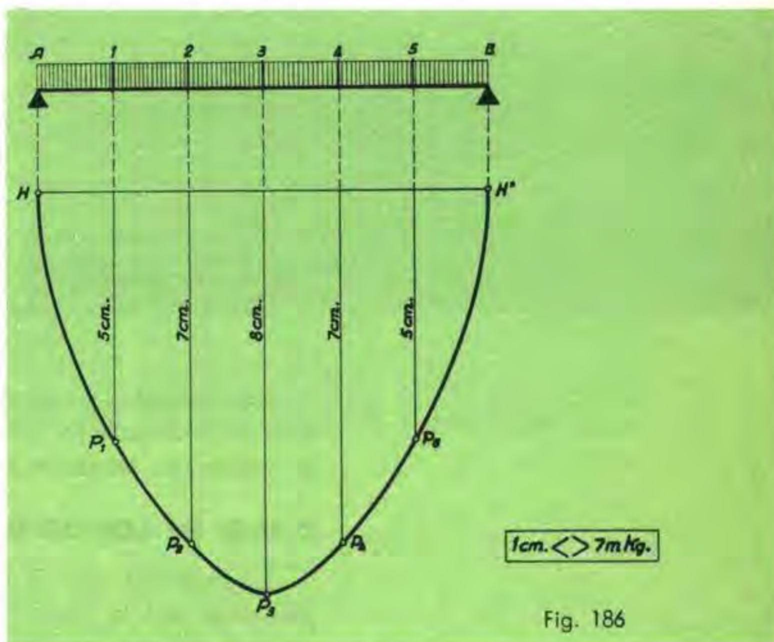
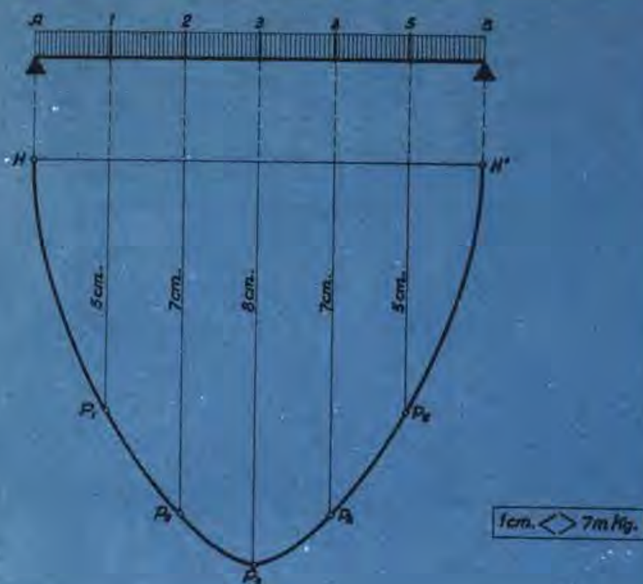


Fig. 186



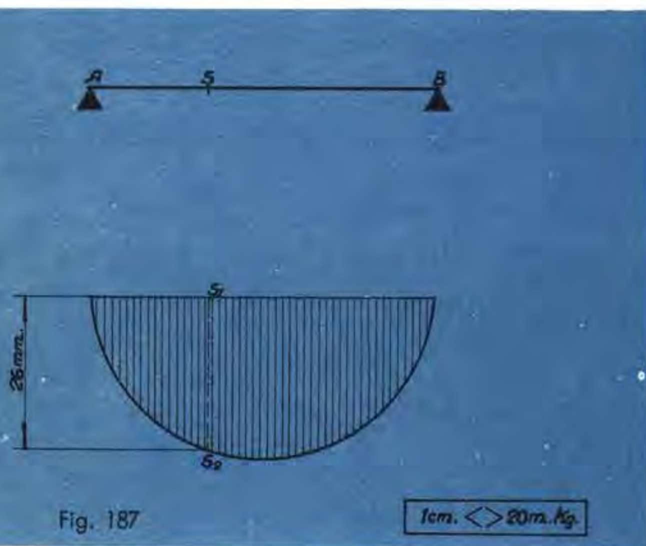


Fig. 187

tantes. Empezaremos por ahí: buscando las rectas que representan los valores de los momentos flectores considerados en la viga, rectas que determinaremos dando a cada centímetro de su longitud un valor en metros-kilos. Hagamos que cada centímetro represente un momento de 7 m/Kg. En este caso, los cinco momentos flectores que consideramos en la viga vendrán representados por:

$$M_1 = M_5 = 35 : 7 = 5 \text{ cm}$$
$$M_2 = M_4 = 49 : 7 = 7 \text{ cm}$$
$$M_3 = 56 : 7 = 8 \text{ cm}$$

Representaremos estos valores a partir de una horizontal H H', de longitud igual a la luz de la viga y sobre la que habremos indicado la situación de las secciones 1, 2, 3, 4 y 5. Con ello obtenemos los puntos P_1, P_2, P_3, P_4 y P_5, que unidos entre sí y con H y H' mediante una curva continua proporcionan el llamado DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES, que, abreviadamente, se escribe D.M.F.

Disponiendo del diagrama de momentos flectores de una viga podemos conocer al instante, sin necesidad de cálculo alguno, cuál es el valor en metros-kilos del momento de cualquier sección.

Supongamos que nos dan el D.M.F. de la viga de la figura 187 y que deseamos conocer el valor del momento flector en la sección S. ¿Cómo operar?...

Bastará medir la distancia $S_1 S_2$ en centímetros y multiplicarla por 20, puesto que, como indica el diagrama, cada centímetro representa un momento de 20 m/Kg. En el caso de la figura, $S_1 S_2$ mide 2'6 cm; y por tanto podemos afirmar que el momento flector en S vale:

$$2'6 \times 20 = 52 \text{ m/Kg}$$

Con este único ejemplo tenemos suficiente para darnos cuenta de la enorme ventaja que representa el disponer del D.M.F. de una viga.

Resumiendo, podemos decir que: EL DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES DE UNA VIGA ES UNA LÍNEA CONTINUA QUE REPRESENTA GRÁFICAMENTE EL VALOR DEL MOMENTO FLECTOR EN CADA SECCIÓN DE LA VIGA.

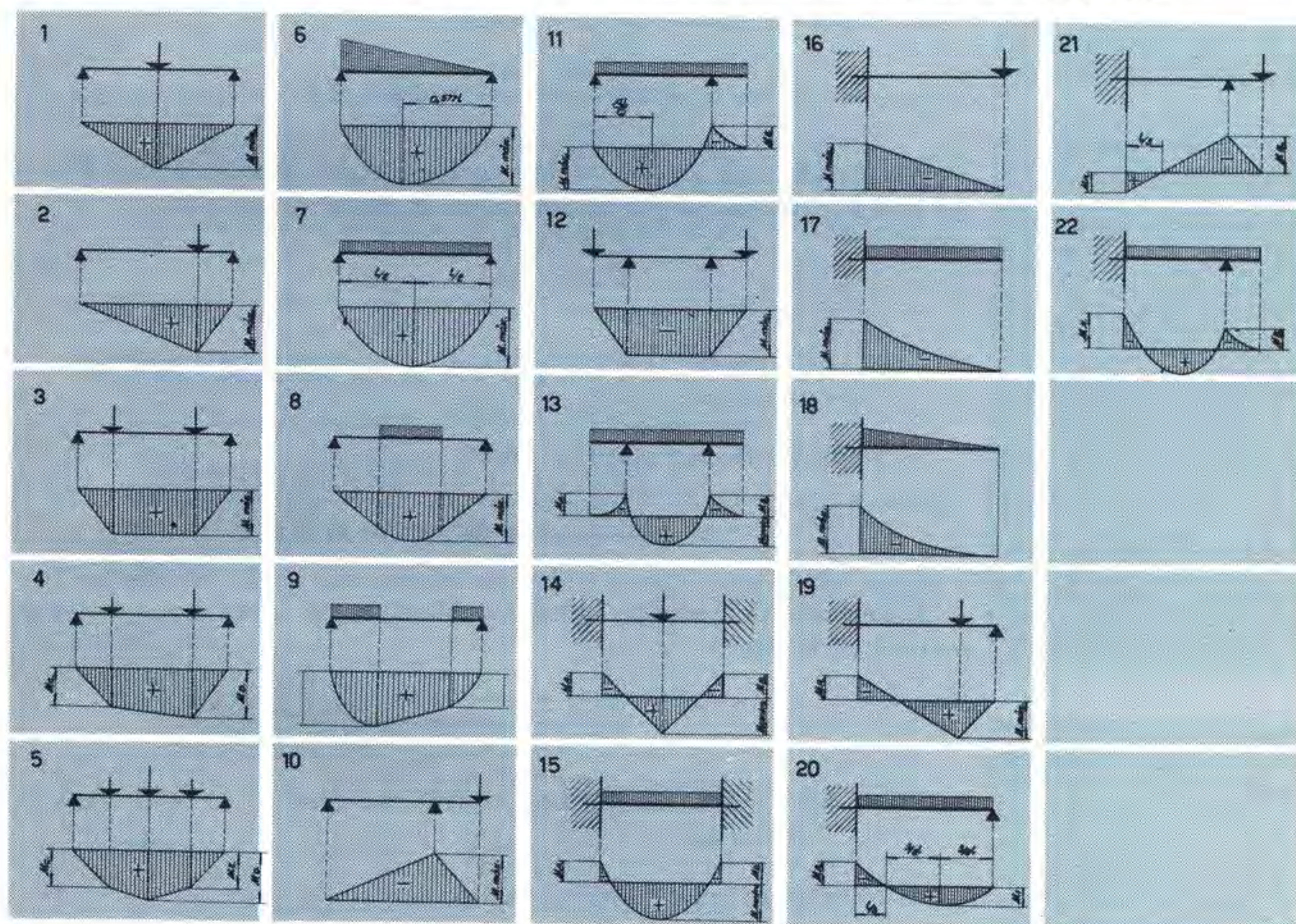
D.M.F. DE LOS 22 CASOS MAS FRECUENTES DE VIGAS

Es evidente que el D.M.F. de una viga tendrá una u otra forma según cual sea la distribución de las cargas sobre ella y el tipo de las mismas (si son continuas, si son concentradas, si son simétricas, etc.). Es obvio decir que el valor de las cargas es un dato fundamental para el cálculo y dibujo de los D.M.F.

Como norma general, podemos decir que una carga uniformemente repartida origina un diagrama en forma de parábola y que una carga concentrada en una sección cualquiera de la viga da un diagrama triangular, cuyo vértice sitúa y valora el momento flector máximo al coincidir con la sección sobre la que ataca la carga concentrada.

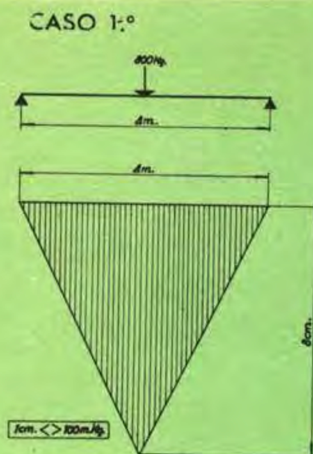
Dadas estas dos generalidades, incluimos una tabla en que se repiten los 22 casos de vigas, pero con la novedad de la aparición de sus correspondientes D.M.F. Esta tabla tiene por objeto darle a conocer la forma que adoptan estos diagramas en cada caso para que, ante la necesidad de trazar el que corresponda a una viga cualquiera, sepa con antelación el resultado aproximado que deberá conseguir.

REPRESENTACION DE LOS DIAGRAMAS DE MOMENTOS FLECTORES



¿Vista la tabla? Cuando deba trazar el diagrama de un caso particular que se le presente lo hará calculando el momento flector máximo y el de otros puntos que le permitan dirigir la línea del diagrama. Para ello dispone de las fórmulas de cálculo correspondientes y, ahora, de la orientación que representa disponer con antelación de un *diagrama tipo* que da a conocer la forma y puntos más importantes del diagrama a dibujar.

COMO SE DIBUJAN LOS D.M.F.



Pasemos a la práctica tratando de dibujar los diagramas de momentos flectores de algunas vigas. Le proponemos ejemplos que se ajustan a los casos más corrientes de cálculos de vigas en construcciones metálicas, casos entresacados de los 22 que ya podemos considerar tradicionales.

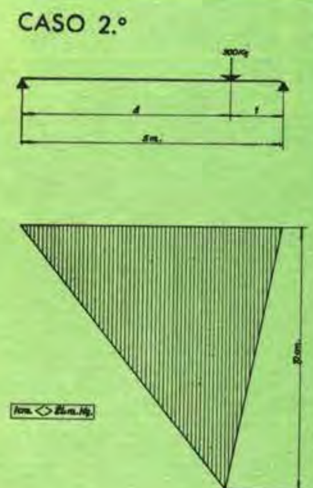
Damos el gráfico representativo de la viga, partiendo del cual podrá determinar si se trata de una viga que se ajusta al caso 1, al 18... o al que sea.

1.° Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE UNA VIGA TAL COMO LA REPRESENTADA EN LA FIGURA.

El momento flector máximo valdrá:

$$M = \frac{800 \times 4}{4} = 800 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo una escala de 100 m/Kg = 1 cm, tendremos el dibujo del D.M.F. tal como se puede ver en la figura.

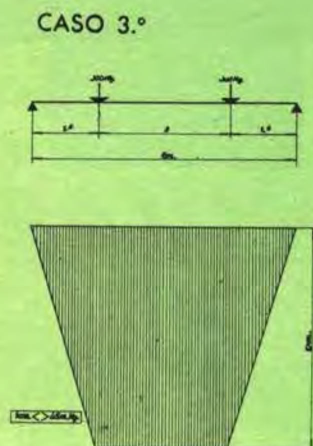


2.° Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE UNA VIGA TAL COMO LA REPRESENTADA EN LA FIGURA.

El momento flector máximo valdrá:

$$M = \frac{1 \times 4}{5} \times 300 = 240 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo una escala de 1 cm = 24 m/Kg, el D.M.F. será el representado en la figura.



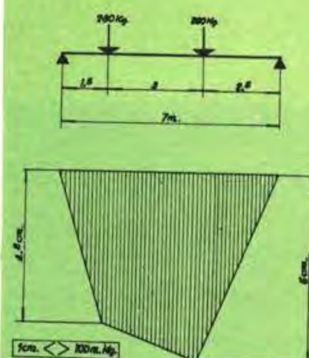
3.° Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE UNA VIGA TAL COMO LA REPRESENTADA EN LA FIGURA.

El momento flector máximo valdrá:

$$M = 300 \times 1'5 = 450 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo una escala de 1 cm = 45 m/Kg, el D.M.F. tomará la forma de la figura.

4.º Caso. — HALLA EL D.M.F. DE LA VIGA REPRESENTADA EN LA FIGURA.



El momento flector en la sección A valdrá:

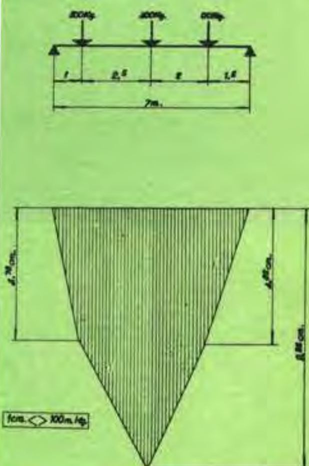
$$M_A = \frac{280 \times (7 - 1'5 + 2'5)}{7} \times 1'5 = 480 \text{ m/Kg}$$

El momento flector en la sección B valdrá:

$$M_B = \frac{280 \times (7 + 1'5 - 2'5)}{7} \times 2'5 = 600 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo una escala de 1 cm = 100 m/Kg, el D.M.F. tomará la forma que se puede ver en la figura.

5.º Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE LA VIGA REPRESENTADA EN LA FIGURA.



El momento flector en la sección A de la viga vale:

$$M_A = \frac{(300 \times 6) + (400 \times 3'5) + (100 \times 1'5)}{7} \times 1 = 478'58 \text{ m/Kg}$$

El momento flector en la sección B de la viga vale:

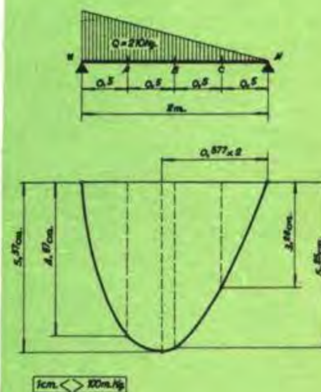
$$M_B = (478'58 \times 3'5) - (300 \times 2'5) = 925 \text{ m/Kg}$$

Y el momento flector en la sección C de la viga vale:

$$M_C = \frac{(300 \times 1) + (400 \times 3'5) + (100 \times 5'5)}{7} \times 1'5 = 482'13 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo ahora una escala tal como la de 1 cm = 100 m/Kg, el D.M.F. será tal como se ha representado en la figura.

6.º Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE LA VIGA REPRESENTADA POR LA FIGURA.



El momento flector máximo valdrá:

$$M = 0'128 \times 210 \times 2 = 53'76 \text{ m/Kg}$$

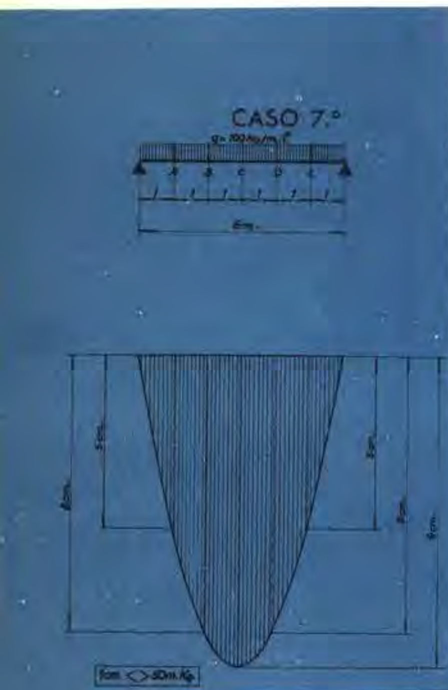
Busquemos el valor del momento flector en varios puntos, tales como los A, B y C, situados a 0'5 metros, 1 metro y 1'5 metros, respectivamente, del apoyo M.

$$M_C = \frac{210 \times 0'5}{3} \times (1 - \frac{0'5^2}{2^2}) = 32'81 \text{ m/Kg}$$

$$M_B = \frac{210 \times 1}{3} \times (1 - \frac{1^2}{2^2}) = 52'5 \text{ m/Kg}$$

$$Mc = \frac{210 \times 1'5}{3} \times (1 - \frac{1'5^2}{2^2}) = 45'93 \text{ m/Kg}$$

Escogiendo ahora una escala tal como la de 1 cm = 10 m/Kg, el D.M.F. deberá ser tal como puede verse en la figura.



7.° Caso. — HALLAR EL D.M.F. DE LA VIGA REPRESENTADA EN LA FIGURA.

El momento flector máximo vale:

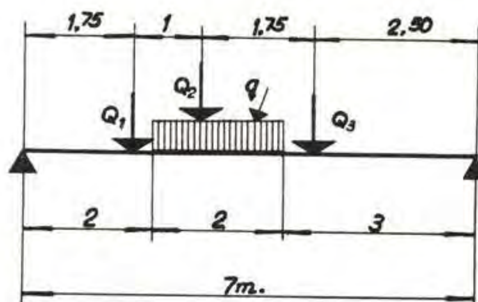
$$M = \frac{100 \times 6 \times 6}{8} = 450 \text{ m/Kg}$$

Hallemos ahora varios puntos del D.M.F., tales como los pertenecientes a las secciones A, B, D y E, separadas de metro en metro:

$$M_A = \frac{100 \times 6 \times 1}{2} \times (1 - \frac{1}{6}) = 250 \text{ m/Kg}$$

$$M_B = \frac{100 \times 6 \times 2}{2} \times (1 - \frac{2}{6}) = 400 \text{ m/Kg}$$

CASO DE DIAGRAMA DE UNA VIGA SOLICITADA PARA VARIAS CARGAS SIMULTANEAS



$Q_1 = 200$ Kg.

$Q_2 = 250$ Kg.

$Q_3 = 250$ Kg.

$q = 100$ Kg./m.l.

Fig. 188

Cuando sobre diversos puntos de una viga actúan simultáneamente varios tipos de cargas, hallar el momento flector máximo, la sección peligrosa (sección de la viga sobre la que actúa el momento flector máximo y el diagrama de momentos flectores total, es algo que a primera vista parece poco menos que imposible de alcanzar.

Vea, por ejemplo, el caso de la viga representada en la figura 188. Sobre ella actúa una carga uniformemente repartida en un tramo limitado. Hay cargas aisladas que no coinciden con la anterior... En fin, que si le preguntamos en qué punto de la vida está el momento flector máximo, pensará que le pedimos la solución del más intrincado enigma de la historia.

Sin embargo, la solución es sencilla: se trazan por separado los D.M.F. de cada carga considerando que sobre la viga sólo actúan las cargas de un mismo tipo. Cada una de ellas dará un D.M.F. propio. Iremos trazando todos estos diagramas, que se superpondrán unos a otros, y finalmente obtendremos el D.M.F. total de la viga al sumar los distintos diagramas parciales obtenidos.

Es a partir del D.M.F. total como averiguaremos el momento flector máximo y, por lo tanto, la sección más peligrosa.

Veamos un caso práctico:

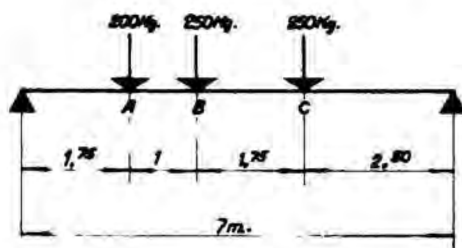
Tratamos de hallar el momento flector máximo de la viga que acabamos de ver. (Fig. 188.)

Para ello no tenemos otro camino que dibujar el D.M.F. de esta viga, lo cual no nos parece nada sencillo. Sigamos el sistema que hemos propuesto. Esto es: descompongamos las cargas que actúan sobre esta viga en varios tipos que estén dentro de los 22 casos de vigas conocidos.

Se nos ocurre a primera vista considerar dos casos, que son los representados en las figuras 189 y 190.

El de la figura 189 corresponde el caso n.º 5 de la tabla de momentos flectores que poseemos, y el de la figura 190 al caso n.º 8 de la nisma tabla.

Calculemos, pues, por separado cada uno de los dos D.M.F.



F. 189

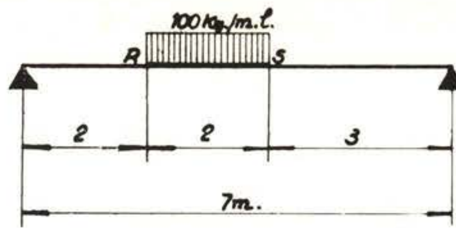
D.M.F. DE LA VIGA DE LA FIGURA 189:

$$M_A = \frac{(200 \times 5'25) + (250 \times 4'25) + (250 \times 2'50)}{7} \times 1'75 = 684'37 \text{ m/Kg}$$

$$M_B = \frac{(200 \times 5'25) + (250 \times 4'25) + (250 \times 2'50)}{7} \times 2'75 - 200 \times (2'75 - 1'75) = 875'44 \text{ m/Kg}$$

$$M_C = \frac{(200 \times 1'75) + (250 \times 2'75) + (250 \times 4'50)}{7} \times 2'50 = 772'3 \text{ m/Kg}$$

Teniendo estos tres momentos, pertenecientes a las secciones A, B y C de la viga, trazaremos el D.M.F., que será el representado en la figura 191. Hemos escogido una escala en que cada centímetro representa 100 m/Kg.



F. 190

D.M.F. DE LA VIGA DE LA FIGURA 190:

El momento máximo valdrá:

$$M = \frac{200 \times [(2 \times 3) + 2] \times [(4 \times 2 \times 7) + 2 \times (2 \times 3 + 2)]}{8 \times 7^2} =$$
$$= 293'8 \text{ m/Kg}$$

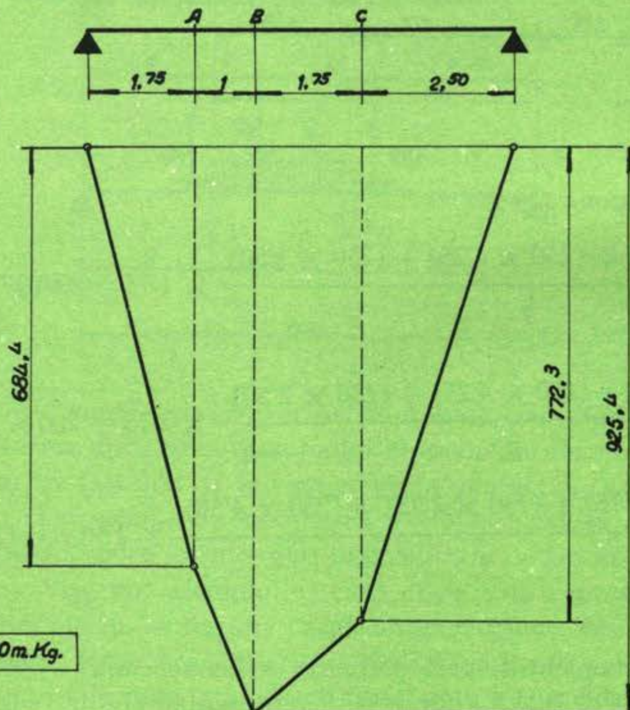


Fig. 191

El momento en la sección R valdrá:

$$M_R = \frac{200 \times [(2 \times 3) + 2]}{2 \times 7} \times 2 = 228'5 \text{ m/Kg}$$

$$M_S = \frac{200 \times [(2 \times 3) + 2]}{2 \times 7} \times 4 - \frac{200 \times [(2 \times 4) - (2 \times 2) - 2]}{2} = 257'00 \text{ m/Kg}$$

Con estos valores podemos trazar el D.M.F., que es lo que se ha hecho en la figura, en la cual se ha tomado (esto es fundamental) la misma escala de 1 cm = 100 m/Kg, adoptada en la figura anterior.

Para trazar este D.M.F. operaremos de la siguiente manera:

a) Marcamos los puntos R_1 y S_1.

b) Trazamos las rectas MR_1 y NS_1.

c) Trazamos la recta *r* a una distancia de 293'8 m/Kg (que serán 2'938 cm) de la recta MN.

d) Trazamos la parte de parábola que va desde R_1 hasta S_1, teniendo en cuenta que será tangente a MR_1, tangente a S_1N y tangente a la recta *r*.

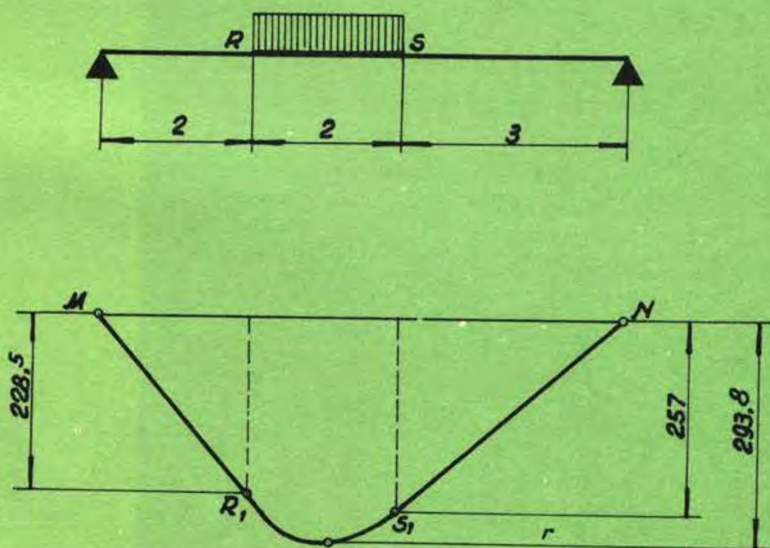


Fig. 192

Una vez dibujados los D.M.F. de las figuras 191 y 192, los superponemos por calco en un solo dibujo. Es lo que se ha hecho en la figura 193.

Para superponerlos, claro, es preciso que ambos D.M.F. estén dibujados a la misma escala. No olvide este detalle.

Una vez superpuestos los dos diagramas sumaremos las ordenadas de los dos D.M.F. en cada una de las secciones de la viga. De esta forma iremos obteniendo una serie de puntos (1, 2, 3, 4, etc.) pertenecientes al D.M.F. definitivo que buscamos. Si los unimos todos entre sí, tendremos dibujado el D.M.F. final.

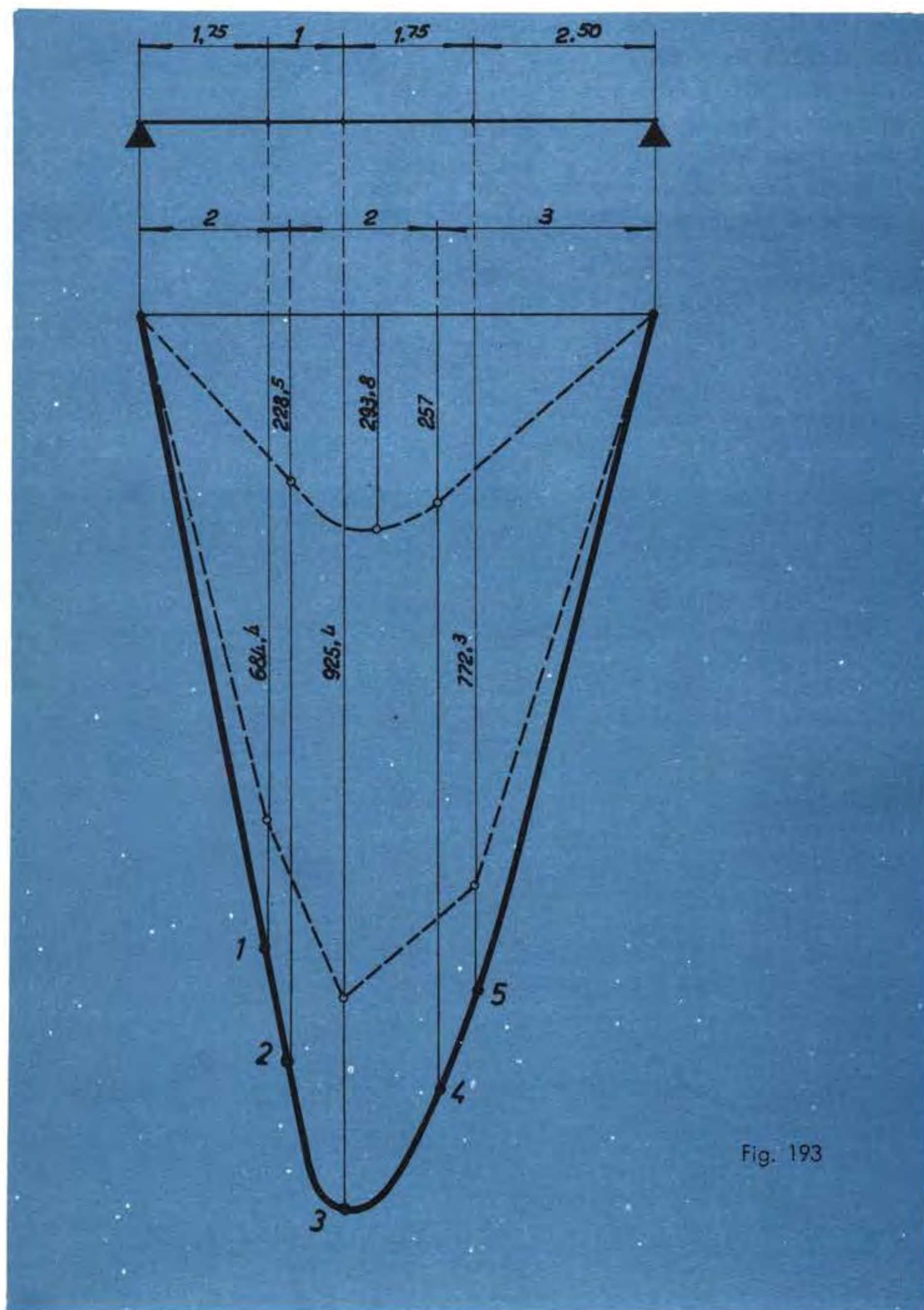


Fig. 193

ENTREGA DE UNA VIGA

LLAMAMOS ENTREGA DE UNA VIGA A LA LONGITUD DE ÉSTA QUE QUEDA EMPOTRADA DENTRO DE LA PARED.

En la figura 194 se ha designado con *e* la entrega de la viga V.

Deberemos conocer esta entrega para poder determinar la longitud total de la viga, que es igual a la luz más dos veces la entrega: una entrega en cada extremo de la viga.

La entrega más conveniente para una viga es la que viene dada por esta fórmula:

$$e = 15 + \frac{h}{2}$$

en donde h es la altura de la viga, EN CENTÍMETROS.

Ejemplo: una viga IPN-22 deberá tener una entrega de:

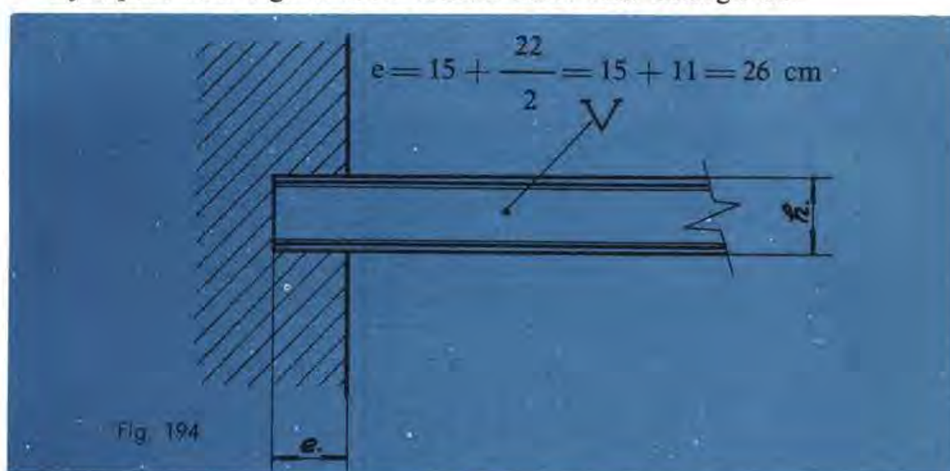


Fig. 194

MOMENTOS RESISTENTES Y CALCULO DE VIGAS

En la lección anterior decíamos que el momento resistente de una viga era la relación existente entre el momento flector máximo, que ya sabemos calcular, y el coeficiente de trabajo a flexión, que para el acero de vigas es 1200 Kg/cm² o 12 Kg/mm²

Es decir:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_f}$$

A continuación vamos a dar las tablas que nos permitan determinar de forma definitiva cuál es el tipo de viga que debemos adoptar en cada caso. El tipo de viga viene dado a partir de su momento resistente, con lo cual todo cálculo de vigas se reducirá a las siguientes operaciones:

Buscar el momento flector máximo.

Dividirlo por el coeficiente de trabajo a flexión, con lo cual tendremos el momento resistente de la viga.

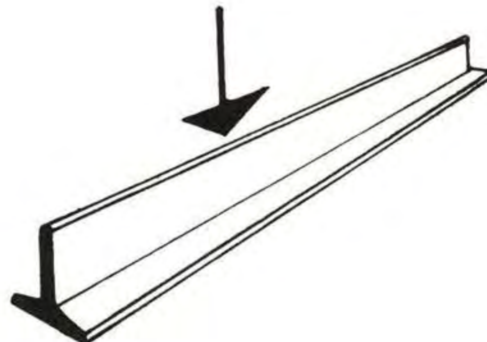
Buscar en las tablas que damos a continuación cuál es el tipo de viga que tiene la W encontrada o que lo tiene más aproximado, siempre que sea una aproximación por exceso y nunca por defecto.

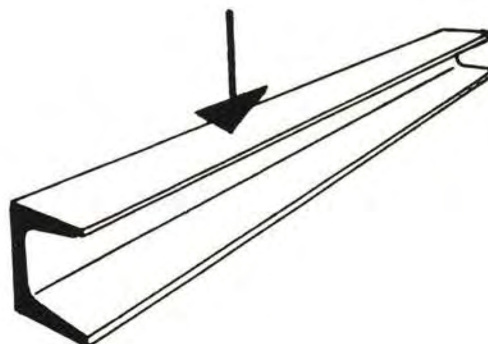
Vea las tablas:

TABLA DE MOMENTOS RESISTENTES (VIGAS P. N.)

	TIPO DE PERFIL	MOMENTO RESISTENTE W
I	8	19,5
	10	34,2
	12	54,7
	14	81,9
	16	117
	18	161
	20	214
	22	278
	24	354
	26	442
	28	542
	30	653
	32	782
	34	923
	36	1090
	38	1260
	40	1460
	45	2040
	50	2750
⊥	20 x 20 x 3	0,27
	25 x 25 x 3,5	0,49
	30 x 30 x 4	0,80
	35 x 35 x 4,5	1,23
	40 x 40 x 5	1,84
	45 x 45 x 5,5	2.51
	50 x 50 x 6	3,36
	60 x 60 x 7	5,48
	70 x 70 x 8	8,79
	90 x 90 x 10	18,20
	100 x 100 x 10	24,40
	100 x 100 x 11	24,60
	100 x 100 x 13	31,00
[	8	26,5
	10	41,2
	12	60,7
	14	86,4
	16	116
	18	150
	20	191
	22	245
	25/8	302
	25/10	414
	30	487

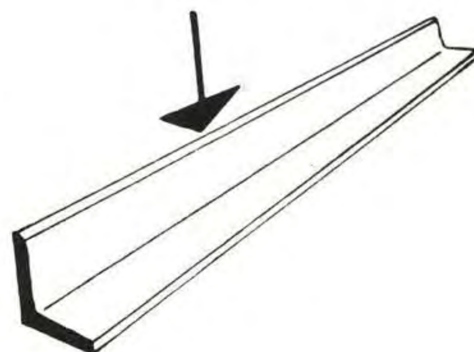






TIPO DE PERFIL	MOMENTO RESISTENTE W
15 x 15 x 3	0,15
15 x 15 x 4	0,19
20 x 20 x 3	0,28
20 x 20 x 4	0,35
25 x 25 x 3	0,45
25 x 25 x 4	0,58
30 x 30 x 3	0,65
30 x 30 x 5	1,04
35 x 35 x 4	1,18
35 x 35 x 6	1,71
40 x 40 x 4	1,56
40 x 40 x 6	2,26
40 x 40 x 8	2,90
45 x 45 x 5	2,43
45 x 45 x 7	3,31
45 x 45 x 9	4,12
50 x 50 x 5	3,05
50 x 50 x 7	4,15
50 x 50 x 9	5,20
55 x 55 x 6	4,40
55 x 55 x 8	5,72
55 x 55 x 10	6,97
60 x 60 x 6	5,29
60 x 60 x 8	6,88
60 x 60 x 10	8,41
65 x 65 x 7	7,18
65 x 65 x 9	9,04
65 x 65 x 11	10,8
70 x 70 x 7	8,4
70 x 70 x 9	10,6
70 x 70 x 11	12,7
75 x 75 x 8	11,0
75 x 75 x 10	13,5
75 x 75 x 12	15,8
80 x 80 x 8	12,6
80 x 80 x 10	15'5
80 x 80 x 12	18,2
90 x 90 x 9	18,0
90 x 90 x 11	21,6
90 x 90 x 13	25,1
100 x 100 x 10	24,7
100 x 100 x 12	29,2
100 x 100 x 14	33,5
120 x 120 x 11	39,5
120 x 120 x 13	46,0

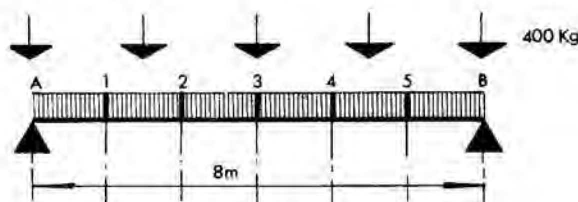
TIPO DE PERFIL	MOMENTO RESISTENTE W
120 x 120 x 15	52'5
140 x 140 x 13	63,3
140 x 140 x 15	72,3
140 x 140 x 17	81,2
150 x 150 x 14	78,2
150 x 150 x 16	88,7
150 x 150 x 18	99,3



Estos momentos resistentes corresponden a las posiciones de los cuatro tipos de perfiles que se indican en la figura.

Si estas vigas se colocan en otra posición cualquiera, los momentos resistentes serán menores que los indicados en las tablas.

No olvide jamás que las unidades con que se toman los valores que entran en una fórmula deben corresponderse. Si la fatiga la tomamos en Kg/cm² debemos tomar el M.F. en cm/Kg. Para facilidad en el cálculo, se halla el M.F. en m/Kg multiplicándolo, luego, por 100 con lo que habremos obtenido cm/Kg.



EJEMPLO

Veamos un ejemplo de aplicación de estas tablas.

Supongamos una viga de 8 metros de luz, apoyada en dos pilares extremos, que debe aguantar una carga uniformemente repartida de 400 Kg/m. ¿Qué tipo de viga deberemos poner para que resista la carga?

Veamos la solución, paso a paso:

1.er PASO. — El momento flector máximo de una viga apoyada por los dos extremos y con carga uniformemente repartida es:

$$M = \frac{Q \times l}{8}$$

Bien. Siendo la carga de 400 Kg por metro de viga, y tener ésta 8 metros de longitud, la carga total Q será:

$$Q = 400 \times 8 = 3200 \text{ Kg}$$

La longitud *l*, en metros, vale 8.

Luego el momento flector máximo valdrá:

$$M = \frac{3200 \times 8}{8} = 3200 \text{ m/Kg}$$

Que convertidos en cm/Kg será: 3200 × 100 = 320.000 cm/Kg.

2.º PASO. — El momento resistente de esta viga vale:

$$W = M_x : {}^{\circ}f = 320.000 : 1.200 = 266'67$$

3.er PASO. — Buscando en las tablas de momentos resistentes, vemos que las vigas que tienen este W son:

IPN-22, que tiene un W = 278, superior al 266'67.
⊏PN-25/8, que tiene un W = 302, superior al 266'67.
⊥PN-, no hay ninguna viga que aguante.
LPN-, no hay ninguna viga que aguante.

Por lo tanto podremos escoger entre una viga IPN-22, o una ⊏PN-25/8. Cualquiera de las dos es aceptable.

4.° PASO. — La longitud de la viga deberá ser, lo hemos dicho antes, igual a la luz más dos veces la entrega.

En el caso de escoger la IPN-22, la entrega vale:

$$e = 15 + \frac{22}{2} = 26 \text{ cm}$$

Y la longitud total de la viga deberá ser de:

$$L = 8 + 0'26 + 0'26 = 8'52 \text{ metros}$$

Y con ello tenemos todos los datos para dibujar la viga calculada.

CARGAS Y SOBRECARGAS QUE ACTUAN SOBRE UNA ESTRUCTURA

En toda estructura actúan, siempre, dos tipos de cargas:

a) La *carga permanente*, originada por el peso propio de la estructura (las vigas tienen un peso determinado que es, al fin y al cabo, una carga más); y

b) Las *sobrecargas*, que son las cargas debidas al peso del mobiliario, de las máquinas, de las personas, de los materiales almacenados, etc. En los edificios debe tenerse en cuenta, además, el peso de la nieve en previsión de posibles nevadas; la fuerza del viento, sobre todo en regiones de fuertes vendavales, etc.

Cada país dicta unas normas para la aplicación de cargas y sobrecargas, normas que se ajustan a las características sociales, técnicas y meteorológicas que le son propias. A título de ejemplo damos las normas que rigen en España para la aplicación de valores de cargas y sobrecargas, dictadas por la Dirección General de Arquitectura, que dan los siguientes datos:

a) *Cargas permanentes:*

Peso de 1 m³ de hierro	7.800 Kg
» » » madera	De 600 a 1.000 Kg
» » » piedra natural	2.500 a 2.800 Kg
» » » ladrillo cerámico	1.800 Kg
» » » ladrillo hueco	1.300 Kg
» » » hormigón en masa	2.200 Kg
» » » hormigón armado	2.400 Kg

b) *Sobrecargas:*

Según a lo que vaya destinado el edificio, contaremos una sobrecarga uniforme u otra, siempre por metro cuadrado. He aquí algunos casos más corrientes:

Para viviendas .... 150 a 200 Kg/m^2
» oficinas .... 200 a 250 »
» edificios públicos .... 250 a 300 »
» salas de espectáculos .... 400 a 500 »
» garajes de turismos .... 350 a 400 »
» azoteas .... 150 »
» locales de reuniones o espectáculos en los que las personas pueden levantarse al mismo tiempo 50 % de aumento

Sobrecarga para nieve: según la situación del lugar sobre el mapa de España, se tomarán cargas comprendidas entre 0 y 70 Kg/m^2.

Viento.—Según la norma M.V. 101-1962 española, actualmente vigente, se admite que el viento, en general, actúa horizontal y en cualquier dirección. Se considerará la dirección que produzca las acciones más desfavorables.

La presión dinámica que se tendrá en cuenta en el cálculo de un edificio, viene dada en función de la altura de su coronación y de su situación topográfica, en la siguiente tabla:

Altura de coronación del edificio sobre el terreno en m., siendo la situación topográfica siguiente:		Presión dinámica del viento	
Normal	Expuesta	Velocidad V Km/hora	Presión W $Kg./m^2$
de 0 a 10	—	102	50
de 11 a 30	—	125	75
de 31 a 100	de 0 a 30	144	100
mayor de 100	de 31 a 100	161	125
—	mayor de 100	176	150

Se considera situación topográfica expuesta las de las cotas, las crestas topográficas, los valles extrechos, los bordes de mesetas, etc.

En casos especiales, la situación topográfica muy expuesta (en alta montaña, en desfiladeros, en acantilados, etc.) pueden requerirse valores aún mayores, que se determinarán mediante estudio especial.

Y con estas consideraciones cerramos uno de los más importantes temas de la física aplicada a la proyección: el cálculo de vigas metálicas de perfil normal.




EPTO
AJES


NUMERO 9 DUPLICADO.


Coca-Cola